



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
VARIASI OLI DAN DIAMETER *ORIFICE*
TERHADAP GAYA REDAM *SHOCK ABSORBER*
DAN RESPON DINAMIS SEPEDA MOTOR
YAMAHA JUPITER Z 2008**

NEWANDA ASA WAHID
NRP. 2112100073

Dosen Pembimbing:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.
2. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELLING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF
OIL AND ORIFICE DIAMETER VARIATIONS ON
DAMPING FORCE OF SHOCK ABSORBER AND
DYNAMIC RESPONSE OF YAMAHA JUPITER Z
2008**

NEWANDA ASA WAHID
NRP. 2112100073

Advisory Lecturer

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.
2. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH VARIASI OLI
DAN DIAMETER *ORIFICE* TERHADAP GAYA REDAM
SHOCK ABSORBER DAN RESPON DINAMIS SEPEDA
MOTOR YAMAHA JUPITER Z 2008**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

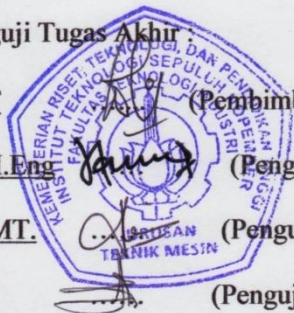
Oleh :

NEWANDA ASA WAHID

NRP. 2112 100 073

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT (Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Eng. Harus Laksana G. ST, M.Eng (Penguji I)
NIP. 197505111999031001
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003



SURABAYA

JANUARI, 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH VARIASI OLI
DAN DIAMETER *ORIFICE* TERHADAP GAYA REDAM
SHOCK ABSORBER DAN RESPON DINAMIS SEPEDA
MOTOR YAMAHA JUPITER Z 2008**

Nama Mahasiswa : Newanda Asa Wahid
NRP : 2112100073
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : 1.Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT
2.Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST., M. Eng.

ABSTRAK

Sepeda motor merupakan moda transportasi yang paling banyak diminati oleh masyarakat Indonesia. Hal ini dikarenakan harganya yang relatif murah dan dinilai mampu mendukung mobilitas yang tinggi dengan tetap memberikan kenyamanan saat berkendara. Dalam hal kenyamanan, maka komponen sepeda motor yang berperan penting adalah sistem suspensi. Sistem suspensi berfungsi menyerap getaran berlebih akibat profil permukaan jalan, sehingga meningkatkan kenyamanan dan keamanan serta mencegah kerusakan pada komponen-komponen sepeda motor. Oleh karena itu, penting untuk dilakukan penelitian untuk mendapatkan sistem suspensi yang terbaik.

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis pengaruh perubahan parameter sistem suspensi sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 khususnya pada komponen *monotube hydraulic shock absorber* yang didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Parameter yang divariasikan adalah tipe oli dan diameter *orifice*, dimana terdapat 5 macam tipe oli dengan rentang nilai massa jenis (ρ) sebesar 845 – 874 kg/m³, dan viskositas (ν) sebesar 11,3 – 46 mm²/s, sementara untuk diameter *orifice* yaitu saat kompresi (Do_{comp}) sebesar 1,2 – 1,5 mm, saat ekspansi (Do_{exp}) sebesar 0,8 – 1 mm. Input yang digunakan pada simulasi adalah input sinusoidal dan input *bump modified*.

Dari penelitian ini didapatkan hasil bahwa sistem suspensi modifikasi *monotube hydraulic shock absorber* yang menghasilkan gaya redam optimal memiliki nilai parameter viskositas kinematis oli 46 mm²/s, massa jenis oli 845 kg/m³, diameter *orifice* kompresi 0,00135 m, dan diameter *orifice* ekspansi 0,0009 m. Nilai gaya redam optimal yang dihasilkan sistem suspensi modifikasi adalah sebesar 1171,3 N, lebih tinggi hingga 546,44 N dibandingkan dengan gaya redam sistem suspensi asli yang bernilai 624,86 N pada frekuensi 2 Hz. Pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi asli maupun modifikasi, untuk input *bump*, respon kendaraan dan penumpang mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 5 detik, sedangkan untuk input sinusoidal responnya mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 3 detik. Penggunaan suspensi asli maupun modifikasi menghasilkan nilai perpindahan RMS yang meningkat mulai kecepatan 10 km/jam hingga 20 km/jam, kemudian mulai menurun saat kecepatan 40 km/jam hingga 80 km/jam. Apabila ditinjau dengan standar ISO 2631, penggunaan suspensi modifikasi menghasilkan kenyamanan yang sedikit lebih baik dibanding dengan suspensi asli pada semua kecepatan.

Kata kunci: *monotube hydraulic shock absorber*, viskositas, massa jenis, *orifice*, gaya redam.

MODELLING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF OIL AND ORIFICE DIAMETER VARIATIONS ON DAMPING FORCE OF SHOCK ABSORBER AND DYNAMIC RESPONSE OF YAMAHA JUPITER Z 2008

Name : Newanda Asa Wahid
NRP : 2112100073
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisory Lecturer : 1.Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT
2.Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng.

ABSTRACT

Motorcycles are a mode of transportation that is most in demand by the people of Indonesia. This is due to the relatively cheap price and judged capable of supporting high mobility while providing comfort while driving. In terms of comfort, the motorcycle components that is important is the suspension system. The suspension system absorbs excessive vibration due to road surface profile, thus improving comfort and safety and to prevent damage to the components of the motorcycle. Therefore, it is important to do research to get the best suspension system.

In this final project, we do modeling and analysis of the effect of changes in parameters of the suspension system of motorcycle Yamaha Jupiter Z 2008, especially on the components of monotube hydraulic shock absorber. The modeling is based on half car model. The parameters variation are the type of oil and the orifice diameter, where there are 5 different types of oil with a value range of density (ρ) of 845-874 kg / m³, and the viscosity (ν) of 11.3 to 46 mm² / s, while the the compression orifice diameter (Do_{comp}) of 1.2 to 1.5 mm, the expansion orifice diameter (Do_{exp}) of 0.8 to 1 mm. Inputs used in the simulation is a sinusoidal input and the input bump modified.

From this research showed that the hydraulic suspension system modifications monotube shock absorber that

produce optimal damping force has a kinematic viscosity parameter value oil 46 mm² / s, the density of the oil 845 kg / m³, compression of 0.00135 m diameter orifice, and the orifice diameter expansion 0 , 0009 m. Values optimal damping force is generated suspension system modifications amounted to 1171.3 N, N higher up to 546.44 compared to the original style supensi damping system that is worth 624.86 N at a frequency of 2 Hz. At half system with the use of a motor vehicle suspension systems and modification of the original, to the input bump, response vehicles and passengers reach steady state for less than 2 seconds and 5 seconds, while for sinusoidal input reaches steady state response of less than 2 seconds and 3 seconds. Use of the original suspension or modification resulted in displacement RMS value increased start speed of 10 km / h to 20 km / h, then began to decline when the speed of 40 km / h to 80 km / h. When compared with the ISO-2631 standard, the use of suspension modifications resulted in a slightly better comfort than the original suspension at all velocities, especially in high velocity of motorcycle.

Keywords: monotube hydraulic shock absorber, viscosity, density, orifice, damping force.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Orangtua penulis, khususnya Bapak Daro Ismadi dan Ibu Tatik Istiarni yang senantiasa mendoakan, mendorong, dan menyemangati penulis. Terimakasih karena telah menjadi bapak sekaligus ibu terbaik bagi penulis.
2. Saudara kandung penulis, Dita Liliansa dan Pantoki Ilham yang selalu mendoakan dan menjadi semangat penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
3. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT., Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. dan Moch. Solichin, ST., MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Zaneta Retno Wulansari, yang selalu menjadi semangat dan selalu menyemangati penulis dalam segala hal untuk menjadi lebih baik.
6. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, atas ilmu yang telah diberikan kepada penulis selama ini.
7. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberi motivasi, menemani, dan meninggalkan banyak cerita indah bagi penulis selama 4.5 tahun ini.
8. Teman-teman kambing tapanuli, yang selalu memberikan banyak waktu untuk berfutsal ria selama 4.5 tahun ini.

9. Teman Riset H.L.G sekaligus teman seperjuangan untuk lulus 4,5 tahun yang selalu memberikan dukungan dan bantuan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
10. Teman-teman Se-kota Kediri yang senantiasa memberikan motivasi dan mengingatkan penulis untuk menyelesaikan masa perkuliahan di ITS.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|--|----------|
| HALAMAN JUDUL | |
| LEMBAR PENGESAHAN | |
| ABSTRAK | i |
| ABSTRAK | iii |
| KATA PENGANTAR..... | v |
| DAFTAR ISI | vii |
| DAFTAR GAMBAR | xi |
| DAFTAR TABEL | xvii |
| BAB I PENDAHULUAN | 1 |
| 1.1 Latar Belakang..... | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Tujuan Penelitian..... | 2 |
| 1.4 Batasan Masalah..... | 2 |
| 1.5 Manfaat..... | 3 |
| BAB II TINJAUAN PUSTAKA | 5 |
| 2.1 Variasi <i>Orifice</i> Pada <i>Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber</i> (HMRSA)..... | 5 |
| 2.2 Sistem Suspensi <i>Hydro-Pneumatic Shock Absorber</i> | 7 |
| 2.3 Analisa Kenyamanan Kendaraan Roda Dua dengan Pemodelan Pengendara sebagai Sistem Multi D.O.F | 9 |
| 2.4 Pengaruh Viskositas Fluida Terhadap Gaya Redam Dari <i>Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber</i> (Hmrsa) | 13 |
| 2.5 Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 14 |
| 2.6 Komponen <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber (Damper)</i> | 14 |
| 2.7 Prinsip Kerja <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 16 |
| 2.8 Teori Getaran <i>Base Excitation</i> | 17 |
| 2.9 Permodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor | 18 |
| 2.10 Titik Berat Sepeda Motor (<i>Center of Gravity</i>) | 19 |
| 2.11 Transmisibilitas Perpindahan | 21 |

| | | |
|--------------------------------------|--|-----------|
| 2.12 | Force Transmissibility | 23 |
| 2.13 | Persamaan Pada Mekanisme Hidrolik | 23 |
| 2.14 | Konservasi Massa Pada Mekanika Fluida | 25 |
| 2.15 | <i>Head Loss</i> | 25 |
| 2.16 | Persamaan Fluida Oli Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 28 |
| 2.17 | Pengaruh Percepatan terhadap Kenyamanan | 29 |
| BAB III METODOLOGI | | 31 |
| 3.1 | Metode Penelitian | 31 |
| 3.2 | Tahap Studi Literatur Dan Studi Lapangan | 33 |
| 3.3 | Pemodelan Dan Simulasi Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> | 34 |
| 3.3.1 | Pemodelan Fisik Dan Matematis Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> | 34 |
| 3.3.2 | Pembuatan Blok Diagram dan Simulasi Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> | 36 |
| 3.3.3 | Analisis Perbandingan Grafik Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> | 39 |
| 3.4 | Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 40 |
| 3.4.1 | Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 40 |
| 3.4.2 | Pembuatan Blok Diagram dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> | 41 |
| 3.4.3 | Analisis Grafik Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> | 42 |
| BAB IV PEMODELAN SISTEM | | 43 |
| 4.1 | Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 43 |

| | | |
|---|---|----|
| 4.1.1 | Gaya Redam (F_d)..... | 43 |
| 4.2 | Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 45 |
| 4.3 | Diagram Blok | 47 |
| 4.3.1 | Input yang Digunakan | 47 |
| 4.3.2 | Diagram Blok Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 49 |
| 4.3.3 | Diagram Blok Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> | 49 |
| BAB V ANALISA DAN PEMBAHASAN | | 53 |
| 5.1 | Respon Dinamis Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> dengan Variasi Diameter <i>Orifice</i> , Viskositas Oli, dan Massa Jenis Oli..... | 54 |
| 5.1.1 | Grafik Respon Gaya Redam..... | 56 |
| 5.2 | Respon Dinamis Bodi Sepeda Motor dari Sistem Setengah Kendaraan Dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 66 |
| 5.2.1 | Input Bump..... | 67 |
| 5.2.2 | Input Sinusoidal | 73 |
| 5.3 | Respon Dinamis Penumpang dari Sistem Setengah Kendaraan Dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 76 |
| 5.3.1 | Input Bump..... | 76 |
| 5.3.2 | Input Sinusoidal | 86 |
| 5.4 | Grafik RMS (<i>Root Mean Square</i>)..... | 92 |
| 5.4.1 | Grafik Perbandingan Percepatan RMS Penumpang Pada Sistem Setengah Kendaraan Dengan Sistem Suspensi Asli Dan Modifikasi..... | 92 |
| 5.4.2 | Grafik <i>Displacement Transmissibility</i> Pada Sistem Setengah Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi Asli Dan Modifikasi | 96 |
| BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN | | 99 |
| 6.1 | Kesimpulan..... | 99 |

| | | |
|-----------------------|------------|------------|
| 6.2 | Saran..... | 100 |
| DAFTAR PUSTAKA | | 103 |

DAFTAR GAMBAR

| | | |
|--------------|---|----|
| Gambar 2. 1 | Skema Sistem Hidraulis yang terdiri dari silinder Hidrolik dan Orifice..... | 5 |
| Gambar 2. 2 | Respon gaya redam untuk variasi diameter orifice 1 dan 2..... | 6 |
| Gambar 2. 3 | Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis oli ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi | 8 |
| Gambar 2. 4 | Pemodelan Matematis Pengendara Sepeda Motor dan Kendaraannya | 10 |
| Gambar 2. 5 | Grafik respon tubuh pengendara berupa percepatan akibat input harmonik sebesar $0,03 \text{ m}$ pada kecepatan (a) 20km/jam , dan (b) 50km/jam | 11 |
| Gambar 2. 6 | Grafik respon tubuh pengendara berupa percepatan akibat input harmonik sebesar $0,03 \text{ m}$ pada kecepatan 80km/jam | 12 |
| Gambar 2. 7 | Diagram batang nilai redaman komponen HM RSA saat pembebanan accu 50% | 13 |
| Gambar 2. 8 | Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 14 |
| Gambar 2. 9 | Komponen <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber (Damper)</i> | 15 |
| Gambar 2. 10 | Prinsip Kerja <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 17 |
| Gambar 2. 11 | <i>Base excitation</i> (a) Sistem fisik <i>base excitation</i> (b) <i>Free body diagram</i> untuk sistem <i>base excitation</i> | 18 |
| Gambar 2. 12 | Gambar Permodelan Sistem Setengah kendaraan untuk sepeda motor dengan penumpang | 18 |

| | |
|---|----|
| Gambar 2. 13 Free Body Diagram Sepeda Motor Untuk CG Horizontal | 19 |
| Gambar 2. 14 Free Body Diagram Sepeda Motor Untuk CG Vertikal | 20 |
| Gambar 2. 15 Grafik variasi Td dan ϕ terhadap r..... | 22 |
| Gambar 2. 16 Grafik <i>Force Transmisibility vs Frequency Ratio</i> ^[1] | 23 |
| Gambar 2. 17 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa... | 24 |
| Gambar 2. 18 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume | 25 |
| Gambar 2. 19 Loss coefficient untuk aliran melalui perubahan sudden area | 27 |
| Gambar 2. 20 Grafik percepatan RMS (Root Mean Square) berdasarkan ISO 2631 | 30 |
| Gambar 3.1 Diagram alir penelitian | 32 |
| Gambar 3. 2 Komponen Shock Absorber motor Jupiter Z 2008 | 34 |
| Gambar 3. 3 Model fisik sistem suspensi <i>monotube hydraulic</i> | 35 |
| Gambar 3. 4 Model matematis rancangan sistem suspensi <i>monotube hydraulic</i> | 36 |
| Gambar 3. 5 Diagram alir proses simulasi sistem suspensi <i>monotube hydraulic shock absorber</i> dengan variasi diameter <i>piston rod</i> (Dpr)..... | 38 |
| Gambar 3. 6 Model matematis dan <i>free body diagram</i> dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan Fd merupakan sistem suspensi <i>monotube hydraulic shock absorber</i> | 40 |
| Gambar 3. 7 Diagram alir proses pembuatan blok diagram dan simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor | |

| | |
|--|----|
| | 42 |
| Gambar 4. 1 Model matematis rancangan monotube hydraulic shock absorber..... | 43 |
| Gambar 4. 2 <i>Free body diagram</i> sistem sepeda motor | 45 |
| Gambar 4. 3 Free body diagram untuk sistem motor dengan penggunaan sistem suspensi | 46 |
| Gambar 4. 4 Profil jalan dengan input bump yang dimodifikasi $\gamma = 1$, $\gamma = 5$, dan $\gamma = 20$ | 47 |
| Gambar 4. 5 Profil jalan dengan input sinusoidal | 48 |
| Gambar 4. 6 Diagram blok untuk gaya redam pada sistem suspensi <i>monotube hydraulic</i> | 49 |
| Gambar 4. 7 Diagram blok untuk sistem setengah kendaraan motor dengan input sinusoidal | 50 |
| Gambar 4. 8 Diagram blok untuk sistem setengah kendaraan motor dengan input <i>bump modified</i> | 51 |
| Gambar 4. 9 Diagram blok untuk input <i>bump modified</i> | 52 |
| Gambar 5. 1 Skema Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic Shock Absorber</i> | 54 |
| Gambar 5. 2 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Yamaha-KYB pada variasi diameter orifice kompresi (Docom = 0,0015-0,0012 m), diameter orifice ekspansi (Doexp = 0,0010 - 0,0008 m), dan variasi frekuensi | 56 |
| Gambar 5. 3 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Motul pada variasi diameter orifice kompresi (Docom = 0,0015-0,0012 m), diameter orifice ekspansi (Doexp = 0,0010 - 0,0008 m), dan variasi frekuensi..... | 58 |
| Gambar 5. 4 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Agip pada variasi diameter orifice kompresi (Docom = 0,0015-0,0012 m), diameter orifice ekspansi (Doexp = 0,0010 - 0,0008 m), dan variasi frekuensi..... | 59 |

| | | |
|--------------|--|----|
| Gambar 5. 5 | Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Maxima pada variasi diameter orifice kompresi (Docom = 0,0015-0,0012 m), diameter orifice ekspansi (Doexp = 0,0010 - 0,0008 m), dan variasi frekuensi | 60 |
| Gambar 5. 6 | Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Repsol pada variasi diameter orifice kompresi (Docom = 0,0015-0,0012 m), diameter orifice ekspansi (Doexp = 0,0010 - 0,0008 m), dan variasi frekuensi | 61 |
| Gambar 5. 7 | Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$) | 68 |
| Gambar 5. 8 | Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$) | 70 |
| Gambar 5. 9 | Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$) | 72 |
| Gambar 5. 10 | Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 20 km/jam | 74 |
| Gambar 5. 11 | Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 40 km/jam | 76 |
| Gambar 5. 12 | Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 60 km/jam | 78 |

| | |
|---|----|
| Gambar 5. 13 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$) | 80 |
| Gambar 5. 14 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$) | 82 |
| Gambar 5. 15 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$) | 84 |
| Gambar 5. 16 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 20 km/jam | 86 |
| Gambar 5. 17 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 40 km/jam | 88 |
| Gambar 5. 18 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 60 km/jam | 90 |
| Gambar 5. 19 Grafik Hubungan Nilai Percepatan RMS Penumpang Terhadap Kecepatan Kendaraan..... | 93 |
| Gambar 5. 20 Grafik Ketahanan Penumpang Berdasarkan Standar ISO-2631 | 94 |
| Gambar 5. 21 Grafik Displacement Transmissibility Pada Penggunaan Suspensi Asli dan Modifikasi | 97 |

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

| | |
|------------|---|
| Tabel 2. 1 | Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis oli ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$) 7 |
| Tabel 2. 2 | Nilai percepatan yang dapat diterima untuk kenyamanan pengendara..... 29 |
| Tabel 3. 1 | Parameter Awal Sistem Suspensi <i>Monotube Hydraulic</i> 37 |
| Tabel 3. 2 | Parameter dari variasi oli 39 |
| Tabel 3. 3 | Parameter Awal Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor 41 |
| Tabel 5. 1 | Variasi parameter yang digunakan pada simulasi sistem suspensi..... 55 |
| Tabel 5. 2 | Hasil Simulasi Sistem Suspensi dengan variasi parameter 62 |
| Tabel 5. 3 | Nilai dan karakteristik redaman pada variasi parameter suspensi <i>monotube hydraulic</i> 64 |
| Tabel 5. 4 | Nilai a RMS penumpang pada penggunaan variasi parameter suspensi <i>monotube hydraulic shock absorber</i> 65 |
| Tabel 5. 5 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)..... 68 |
| Tabel 5. 6 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)..... 70 |
| Tabel 5. 7 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$)..... 72 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Tabel 5. 8 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi | 75 |
| Tabel 5. 9 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi | 77 |
| Tabel 5. 10 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi | 79 |
| Tabel 5. 11 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$) | 81 |
| Tabel 5. 12 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$) | 83 |
| Tabel 5. 13 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$) | 85 |
| Tabel 5. 14 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi | 87 |
| Tabel 5. 15 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi | 89 |

| | | |
|-------------|---|----|
| Tabel 5. 16 | Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60 \text{ km/h}$) pada sistem suspensi asli dan modifikasi | 91 |
| Tabel 5. 17 | Hubungan Nilai Percepatan RMS Penumpang (a_{RMS}) Terhadap Variasi Kecepatan Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi Asli dan Modifikasi | 92 |
| Tabel 5. 18 | Kriteria kenyamanan penumpang berdasarkan standar ISO-2631 | 95 |
| Tabel 5. 19 | Nilai Perbandingan Perpindahan RMS Penumpang (x_{RMS}) Terhadap Perpindahan Jalan (Y) Pada Sistem Setengah Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi Asli Dan Modifikasi | 96 |

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Berdasarkan data Badan Pusat Statistik, jumlah sepeda motor yang beroperasi di Indonesia semakin meningkat, tercatat pada tahun 2013 jumlahnya telah mencapai 84.732.652 unit sepeda motor. Hal ini menunjukkan tingginya minat masyarakat terhadap sepeda motor, sehingga produsen-produsen bersaing memproduksi sepeda motor yang irit, ramah lingkungan, dan tentunya nyaman. Dalam hal kenyamanan, maka faktor utama yang berperan adalah sistem suspensi.

Sistem suspensi motor merupakan bagian penting pada *chassis* sepeda motor yang berfungsi menyerap getaran berlebih akibat permukaan jalan. Jenis sistem suspensi yang banyak digunakan di Indonesia khususnya pada *body* sepeda motor bagian belakang adalah suspensi konvensional *dual spring (twin shock)* dengan jenis peredam hidrolis, atau biasa disebut *monotube hydraulic shock absorber*.

Untuk meningkatkan keamanan dan kenyamanan berkendara maka telah ditetapkan standar internasional mengenai getaran pada kendaraan yang harus dipenuhi, yaitu ISO 2631/1974^[3]. Untuk memenuhi standar tersebut, maka sistem suspensi motor harus dirancang dengan desain yang baik agar mampu menghadapi berbagai kondisi perubahan jalan, perubahan kecepatan dan massa muatan. Sistem suspensi tersebut harus memiliki nilai kekakuan dan redaman yang sesuai.

Perubahan parameter yang dilakukan khususnya pada komponen peredam hidrolis seperti massa jenis oli, viskositas oli dan diameter *orifice* akan mempengaruhi karakteristik redaman dari sistem suspensi tersebut, serta dapat mempengaruhi respon dinamis dari sepeda motor saat sistem suspensi tersebut dipasangkan pada motor. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini dilakukan perancangan ulang dan analisis sistem suspensi sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 yang didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan untuk memperoleh desain yang lebih baik.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli dan diameter *orifice* terhadap gaya redam *monotube hydraulic shock absorber*?
2. Bagaimana respon dinamis dari sepeda motor dan penumpang terhadap perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice monotube hydraulic shock absorber*?
3. Bagaimana perbandingan gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* pada sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 sebelum dan sesudah perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice*?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice monotube hydraulic shock absorber* terhadap gaya redamnya.
2. Mengetahui respon dinamis dari sepeda motor terhadap perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice monotube hydraulic shock absorber*.
3. Mengetahui perbandingan gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* pada sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 sebelum dan sesudah perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Simulasi didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan bagian belakang.
2. Fluida kerja oli pada silinder hidrolik diasumsikan *laminar-incompressible flow*.
3. Profil jalan dimodelkan sebagai input sinusoidal.

4. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapat dari pengujian secara langsung maupun dari jurnal.
5. Tipe sepeda motor yang dimodelkan adalah Yamaha Jupiter Z 2008, dengan *shock absorber* KYB.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan informasi mengenai pengaruh perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice monotube hydraulic shock absorber* terhadap gaya redamnya.
2. Memberikan informasi mengenai respon dinamis dari sepeda motor terhadap perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice monotube hydraulic shock absorber*.
3. Memberikan informasi mengenai perbandingan gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* pada sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 sebelum dan sesudah perubahan parameter massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice*.

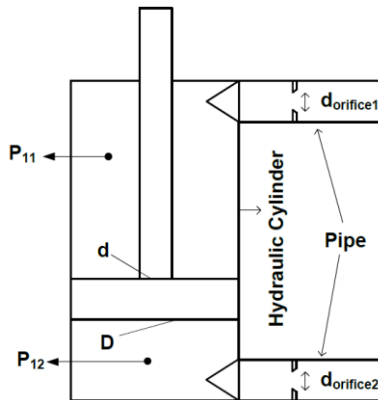
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

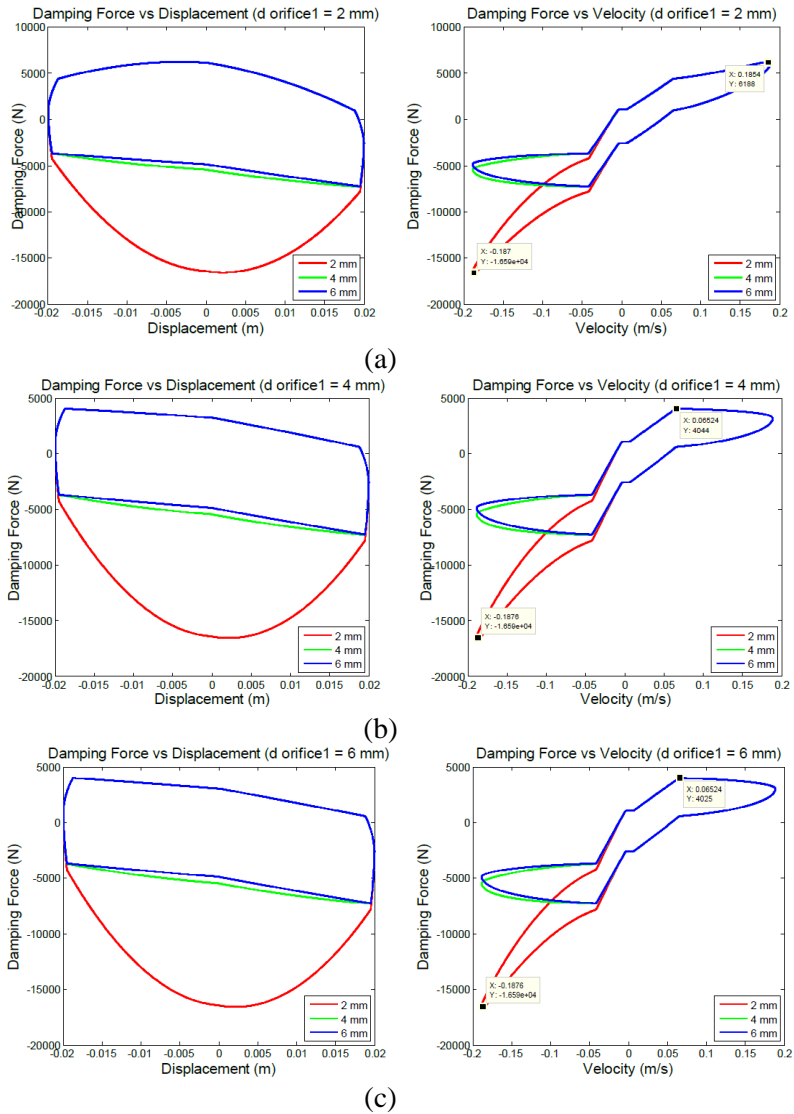
2.1 Variasi Orifice Pada Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber (HMRSA)

Pada tahun 2015, Aulia Wardani melakukan penelitian mengenai pengaruh variasi luasan *orifice* terhadap gaya redam, daya listrik bangkitan, dan respon dinamis pada *hydraulic motor regenerative shock absorber* (HMRSA). Penelitian ini dilatarbelakangi karena salah satu cara meningkatkan efisiensi energi pada mobil adalah dengan menggunakan RSA (Regenerative Shock Absorber) pada sistem suspensi kendaraan sehingga energi getaran akibat eksitasi profil jalan tidak terbuang sia-sia.



Gambar 2. 1Skema Sistem Hidraulik yang terdiri dari silinder Hidrolik dan Orifice

Dari penelitian ini didapatkan bahwa semakin kecil luasan suatu *orifice* maka gaya redamnya semakin besar, seperti pada gambar 2.2. Selain itu, luasan *orifice* tidak berpengaruh pada respon kelistrikan. Berikut merupakan beberapa hasil simulasi dari penelitian ini:



Gambar 2. 2 Respon gaya redam untuk variasi diameter orifice 1 dan 2

Dari sistem HM RSA, didapatkan nilai gaya redam ekspansi dan kompresi maksimum sebesar 6188 N dan 16590 N dengan diameter *orifice* 1 dan diameter *orifice* 2 sebesar 2 mm. Pada sistem *quarter car* dengan HM RSA dihasilkan respon dinamis yaitu perpindahan maksimum sebesar 0.05 m, kecepatan maksimum sebesar 0.4 m/s, percepatan maksimum sebesar 4.5 m/s² dan gaya redam maksimum sebesar 13170 N.

2.2 Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic Shock Absorber*

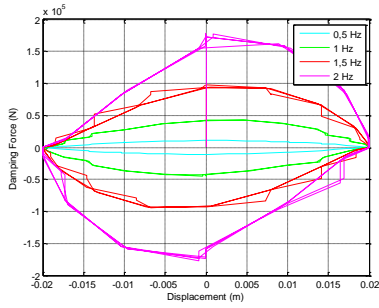
Pengaruh perubahan parameter pada sistem suspensi *hydro-pneumatic* kembali diteliti oleh Istina Rahmawati pada tahun 2016 dengan judul “Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil”. Dari penelitiannya didapatkan hasil bahwa semakin besar tekanan awal gas (P_0), maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar^[6]. Semakin besar volume awal gas (V_0) yang digunakan, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin kecil. Hal ini sesuai dengan persamaan 2.3 mengenai persamaan gaya redam yang digunakan pada *shock absorber hidro-pneumatic*. Kemudian, semakin kecil diameter *orifice* (D_0) maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar^[6], seperti terlihat pada tabel 2.1.

Persamaan gaya redam untuk satu buah *hydro-pneumatic shock absorber* adalah:

$$F_d = p_l A = \frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\xi A_0} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \quad (2.3)$$

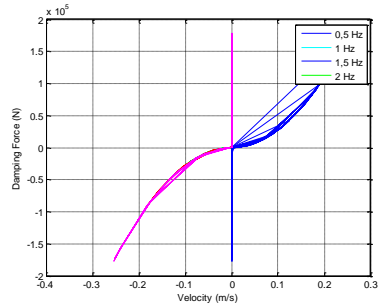
Tabel 2. 1 Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis oli ($\rho=860$ kg/m³) dan diameter piston ($D_p = 3$ cm) pada masing-masing diameter *orifice* ($D_o = 1-3$ mm)

| Diameter <i>Orifice</i> (D_o) | Gaya Redam | | | |
|---|------------|------------|----------|----------|
| | 0,5 Hz | 1 Hz | 1,5 Hz | 2 Hz |
| 1 mm | 10799 N | 43198 N | 97195 N | 177880 N |
| 2 mm | 674,9667 N | 2699,9 N | 6074,7 N | 11117 N |
| 3 mm | 133,3258 N | 533,3032 N | 1199,9 N | 2196 N |



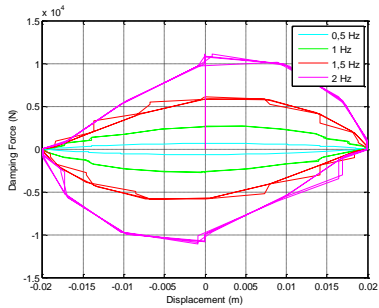
(a)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$



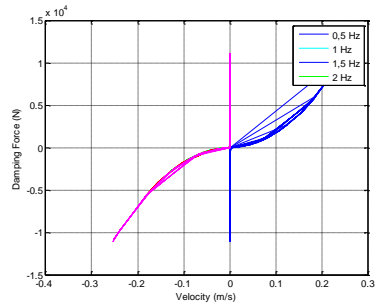
(b)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$



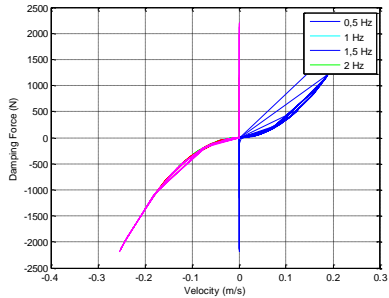
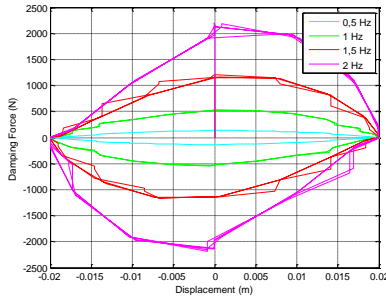
(c)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$



(d)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$



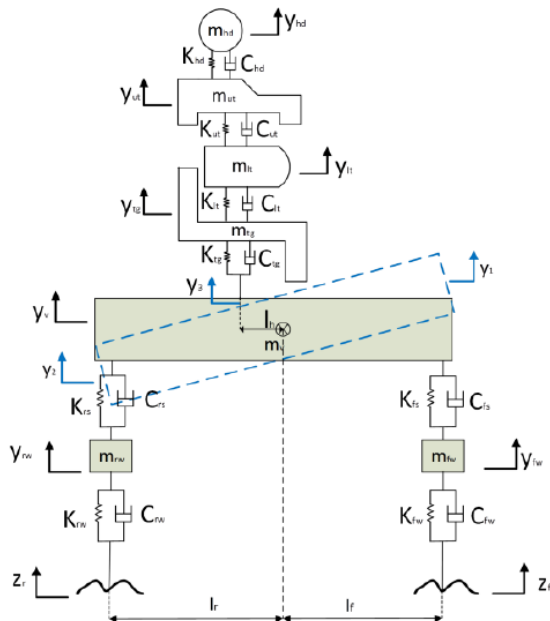
Gambar 2. 3 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis oli ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston

($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi

Dengan *input bump modified* dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan mencapai kondisi *steady state* kurang dari 2 detik, sementara untuk respon penumpang mencapai *steady state* kurang dari 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 3 detik. Dari kedua jenis variasi jenis gas dan tekanan awal gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila dibandingkan dengan standar ISO 2631 dan mencapai ketahanan lebih dari 24 jam.

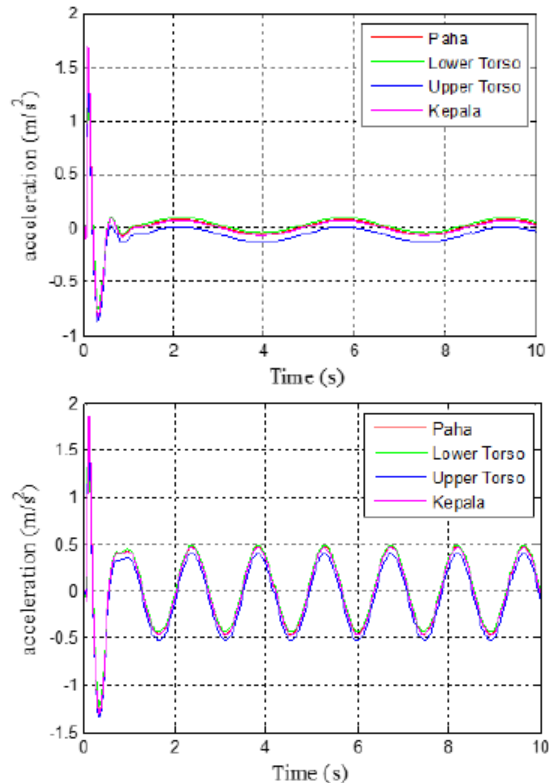
2.3 Analisa Kenyamanan Kendaraan Roda Dua dengan Pemodelan Pengendara sebagai Sistem Multi D.O.F

Pada tahun 2014, Chika Olviani melakukan penelitian berjudul “Analisa Kenyamanan Kendaraan Roda Dua dengan Pemodelan Pengendara Sebagai Sistem Multi D.O.F”. Penelitian ini difokuskan pada analisis kenyamanan pengendara motor berdasarkan standar ISO 2631. Analisis kenyamanan pengendara sepeda motor dilakukan dengan pemodelan pengendara sebagai sistem multi-dof, dimana pengendara dan kendaraan masing-masing dimodelkan sebagai sistem empat dof^[7]. Gambar 2.4 merupakan pemodelan matematis dari sistem tersebut. Dari pemodelan pada gambar 2.4 terlihat bahwa pemodelan matematis kendaraan terdiri dari massa roda depan (m_{fw}), massa roda belakang (m_{rw}), massa *body* kendaraan (m_v), massa paha (m_{tg}), massa *lower torso* (m_{lt}), massa *upper torso* (m_{ut}), dan massa kepala (m_{hd}).



Gambar 2. 4 Pemodelan Matematis Pengendara Sepeda Motor dan Kendaraannya

Hasil dari penelitian ini adalah berupa respon getaran akibat input step dan harmonik. Respon getaran berupa respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada pengendara sepeda motor. Respon tersebut akan digunakan untuk menganalisa kenyamanan dari pengendara sepeda motor^[7].

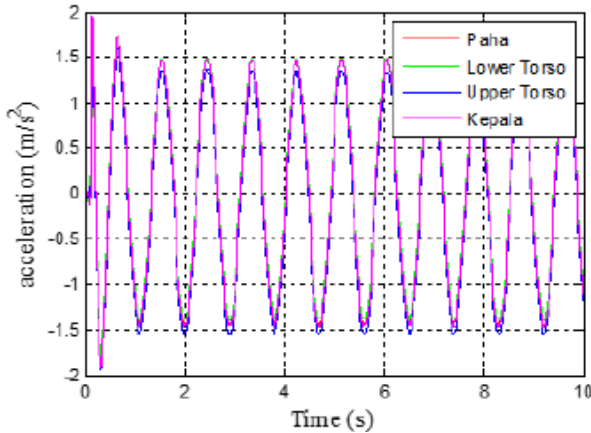


Gambar 2. 5 Grafik respon tubuh pengendara berupa percepatan akibat input harmonik sebesar 0,03 m pada kecepatan (a) 20km/jam, dan (b) 50km/jam

Dari Gambar 2.5 (a) terlihat bahwa setelah stabil, amplitudo kepala $\pm 0.09 \text{ m/s}^2$, *upper torso* $\pm 0.005 \text{ m/s}^2$, amplitudo *lower torso* $\pm 0.1 \text{ m/s}^2$ dan paha memiliki amplitudo $\pm 0,095 \text{ m/s}^2$. Nilai RMS dari tubuh pengendara yaitu paha 0.02216 m/s^2 , *lower torso* 0.02468 m/s^2 , *upper torso* 0.004606 m/s^2 dan kepala 0.02951 m/s^2 .

Sementara dari Gambar 2.5 (b) terlihat bahwa setelah stabil, kepala memiliki amplitudo $\pm 0.525 \text{ m/s}^2$, *upper torso* ± 0.4

m/s², *lower torso* ± 0.5 m/s², dan amplitudo paha ± 0.45 m/s². Nilai RMS dari tubuh pengendara yaitu kepala 0.1903 m/s², *upper torso* 0.1813 m/s², *lower torso* 0.2521 m/s² dan paha 0.163 m/s².



Gambar 2. 6 Grafik respon tubuh pengendara berupa percepatan akibat input harmonik sebesar 0,03 m pada kecepatan 80km/jam

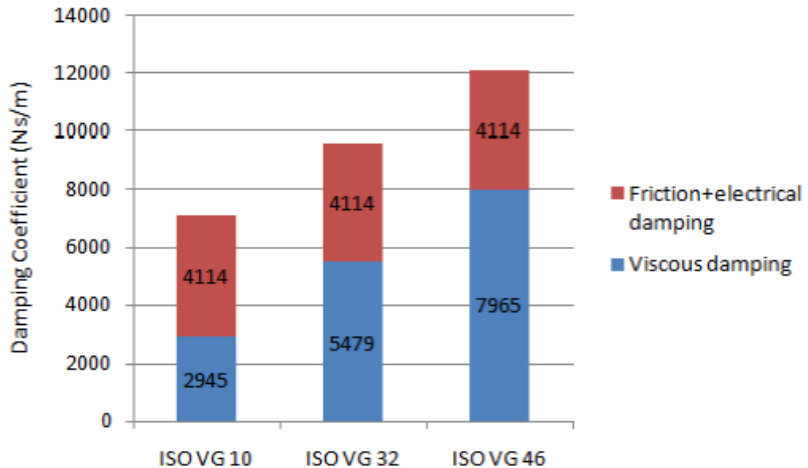
Untuk input kecepatan 80km/jam pada gambar 2.6, setelah stabil maka kepala memiliki amplitudo ± 1.5 m/s², *upper torso* ± 1.35 m/s², *lower torso* ± 1.45 m/s², dan amplitudo paha ± 1.4 m/s². Nilai RMS dari tubuh pengendara yaitu kepala 1.544 m/s², *upper torso* 1.528 m/s², *lower torso* 1.635 m/s² dan paha 1.472 m/s².

Berdasarkan ISO 2631, nilai percepatan hasil simulasi pada kecepatan 20 km/jam pada semua input tubuh pengendara dari paha, *lower torso*, *upper torso* dan kepala berada di bawah standart kenyamanan. Sedangkan pada kecepatan 50 km/jam dan 80 km/jam pada semua input harmonik nilai percepatan dari hasil simulasi masih berada pada standart kenyamanan karena kurang dari 2 m/s², tetapi sudah terasa adanya ketidaknyamanan.

2.4 Pengaruh Viskositas Fluida Terhadap Gaya Redam Dari *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (Hmrsa)

Pada tahun 2015, Budi Perdana Kusuma melakukan penelitian yang berjudul “Studi Empirik Pengaruh Perubahan Viskositas Fluida Terhadap Respon Dinamis Dari *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRSA)”. Studi ini dilakukan dengan melakukan variasi viskositas oli yang digunakan sehingga diperoleh respon (kecepatan dan percepatan) masa sprung terhadap eksitasi yang diberikan.

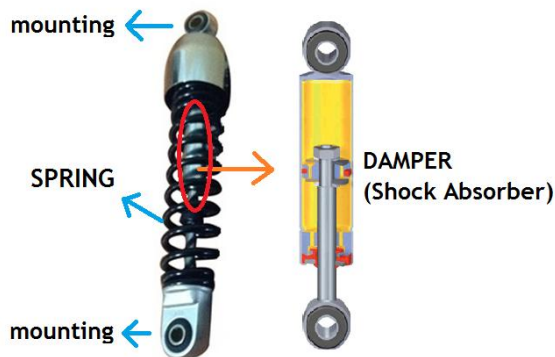
Dari hasil studi eksperimen ini diperoleh nilai konstanta redaman HMRSA pada saat pembebanan accu (terisi 50%) untuk penggunaan oli ISO VG 10, ISO VG 32 dan ISO VG 46 berturut-turut adalah 7059 Ns/m, 9593 Ns/m dan 12079 Ns/m. Artinya nilai redaman HMRSA semakin besar seiring dengan semakin kentalnya oli yang digunakan, seperti ditunjukkan pada gambar 2.7.



Gambar 2. 7 Diagram batang nilai redaman komponen HMRSA saat pembebanan accu 50%

2.5 Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Sistem suspensi merupakan salah satu bagian pada chasis sepeda motor yang berfungsi menyerap kejutan maupun getaran akibat permukaan jalan sehingga meningkatkan keamanan, kenyamanan dan stabilitas berkendara^[8]. Pada sistem suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*, digunakan fluida kerja berupa oli atau oli *shock absorber*. Sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* memiliki dua komponen utama yaitu pegas (*spring*) dan peredam kejut (*dampers*). Pegas berfungsi untuk menyerap kejutan dari jalan dan getaran roda-roda agar tidak diteruskan ke bodi secara langsung. Sedangkan peredam kejut berfungsi untuk meredam gerakan ayunan pegas.

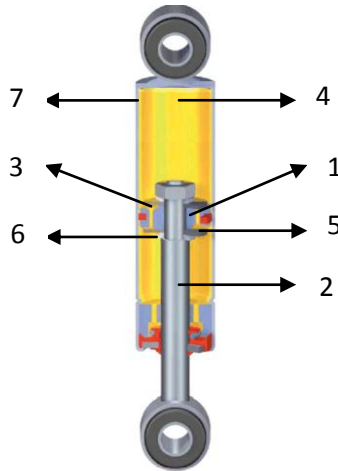


Gambar 2. 8 Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

2.6 Komponen *Monotube Hydraulic Shock Absorber* (*Damper*)

Dalam sistem suspensi, adanya peredam kejut sangat dibutuhkan, karena setelah kendaraan melewati permukaan jalan yang tidak rata, gerakan ayunan pegas tetap akan berlangsung beberapa saat walaupun kendaraan telah melewati permukaan jalan yang tidak rata. Keadaan ini akan mengakibatkan pengendaraan tidak nyaman dan berbahaya. Untuk mengatasi hal

ini, peredam kejut atau *shock absorber* dipasangkan pada sistem suspensi, dimana peredam kejut akan bekerja menyerap kelebihan ayunan (osilasi) pegas sehingga pengendalian akan terasa stabil.



Gambar 2. 9 Komponen *Monotube Hydraulic Shock Absorber (Damper)*

Berikut ini adalah komponen-komponen penyusun sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*^[9] :

1. Piston

Piston merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi untuk mengatur kinerja sirkulasi fluida yang ada didalam tabung sok (*shock tube*). Bagian piston yang ada di *shock absorber* ini, terdiri dari beberapa bagian pula. Misalnya, ring piston dan valve yang berfungsi untuk menahan tekanan saat proses ekspansi (*rebound*).

2. *Piston Rod*

Piston rod merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi sebagai penopang dan dudukan piston.

3. *Orifice (Lubang Aliran)*

Orifice adalah lubang aliran pada piston *shock absorber* yang berfungsi sebagai saluran bagi oli *shock absorber*

untuk mengalir saat terjadi kompresi dan ekspansi. *Orifice* ini menggunakan prinsip beda tekanan atau yang biasa disebut dengan Prinsip Bernoulli bahwa terdapat hubungan antara tekanan fluida dan kecepatan fluida yaitu jika kecepatan meningkat maka tekanan akan menurun dan begitu juga sebaliknya. Kecepatan aliran itu sendiri berhubungan dengan luasan penampang dari lubang. Pada *monotube hydraulic shock absorber* luasan *orifice* berbeda saat kompresi dan ekspansi.

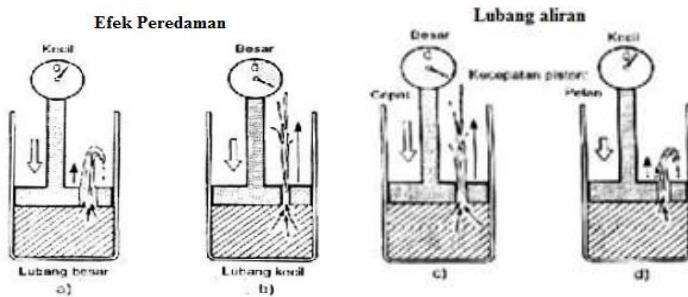
4. Oli *Shock Absorber*
Oli berfungsi sebagai media peredam. Oleh karena itu oli mempunyai pengaruh besar terhadap gaya redam yang dihasilkan *shock absorber*. Oli akan mengalir melalui *orifice* ketika terjadi gerakan kompresi dan ekspansi.
5. Katup (*valve*)
Katup pada *monotube hydraulic shock absorber* berfungsi untuk mengkondisikan luasan *orifice* saat proses kompresi dan ekspansi.
6. Ring Penahan Katup
Ring berfungsi sebagaiudukan dari katup (*valve*) agar posisinya terjaga.
7. Tabung (*Tube*)
Tabung (*tube*) merupakan bagian yang berfungsi sebagai penampung oli *shock absorber*.

2.7 Prinsip Kerja *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Ketika piston *shock absorber* bergerak ke atas (kompresi) dan ke bawah (ekspansi), maka oli yang terdapat di dalamnya akan tertekan. Oli harus mengalir melalui lintasan oli dalam piston, tetapi mengalirnya tertahan oleh aliran oli.

Ketika gerak kompresi, oli mengalir melalui lintasan oli yang besar, dan ketika ekspansi oli mengalir melalui lintasan yang kecil. oleh karena itu, jika *shock absorber* mengalami kompresi maka akan berjalan cepat, namun saat ekspansi akan

berjalan lambat. Dengan cara ini, energi dari reaksi pegas akibat getaran dapat diredam^[9].



Gambar 2. 10 Prinsip Kerja *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Berikut ini adalah penjelasan mengenai gambar 2.10:

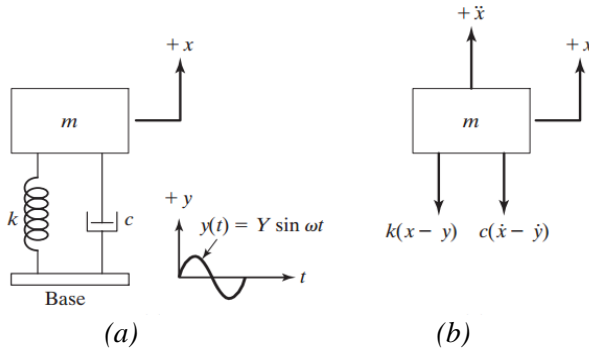
- Diameter lubang aliran/*orifice* besar
 - Efek peredaman/bantalan kecil
 - Kecepatan piston sama
- Diameter lubang aliran/*orifice* kecil
 - Efek peredaman/bantalan besar
 - Kecepatan piston sama
- Kecepatan piston tinggi
 - Efek peredaman besar
 - Diameter *orifice* sama
- Kecepatan piston rendah
 - Efek peredaman kecil
 - Diameter *orifice* sama

2.8 Teori Getaran *Base Excitation*

Akibat adanya eksitasi input $y(t)$, memungkinkan suatu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.11(a)^[1]. Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t .

Sehingga perpanjangan dari pegas adalah $(x - y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung *dampers* adalah $(\dot{x} - \dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.11(b), didapatkan persamaan gerak:

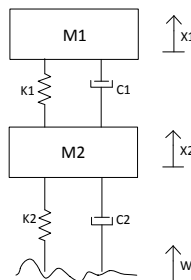
$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.4)$$



Gambar 2. 11 *Base excitation* (a) Sistem fisik *base excitation* (b) *Free body diagram* untuk sistem *base excitation*

2.9 Permodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor

Dalam perancangan kendaraan, dalam kasus ini sepeda motor model setengah kendaraan digunakan untuk menyederhanakan masalah dengan sistem pegas-peredam^[1].



Gambar 2. 12 Gambar Permodelan Sistem Setengah kendaraan untuk sepeda motor dengan penumpang

Persamaan gerak dari gambar 2.12 adalah :

$$M_1 \ddot{x}_1 = -b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) \quad (2.5)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 = -b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) + b_2(\dot{W} - \dot{x}_2) + k_2(W - x_2) \quad (2.6)$$

Kemudian dari persamaan tersebut, diubah menjadi bentuk *state variable equation*:

$$\dot{x}_1 = v_1$$

$$\dot{x}_2 = v_2$$

$$\dot{W} = w$$

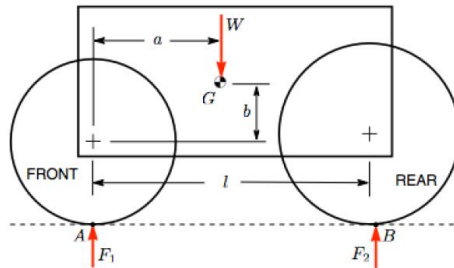
$$\dot{v}_1 = \frac{1}{M_1} [-b_1(v_1 - v_2) - k_1(x_1 - x_2)] \quad (2.7)$$

$$\dot{v}_2 = \frac{1}{M_2} [b_1(v_1 - v_2) + k_1(x_1 - x_2) + b_2(w - v_2) + k_2(W - x_2)] \quad (2.8)$$

2.10 Titik Berat Sepeda Motor (*Center of Gravity*)

Titik berat sepeda motor dapat dicari dengan menghitung resultan gaya-gayanya serta resultan momen. Dengan menghitungnya maka akan didapatkan jarak horisontal dan juga vertikal sehingga diperoleh koordinat titik beratnya (*center of gravity* atau CG). Berikut ini dijelaskan *free body diagram* beserta cara memperoleh CG^[11]:

a. Analisis Horizontal



Gambar 2. 13 Free Body Diagram Sepeda Motor Untuk CG Horizontal

Keterangan:

F_1 = berat pada roda depan

F_2 = berat pada roda belakang

W = berat total sepeda motor

A = titik kontak roda depan

B = titik kontak roda belakang

G = titik berat sepeda motor

l = jarak antar pusat roda

a = jarak horisontal dari as roda depan ke titik berat

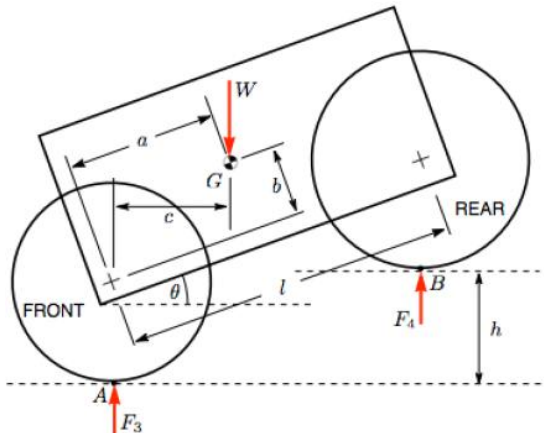
b = jarak vertikal dari as roda depan ke titik berat

$$\sum F_v \Rightarrow F_1 + F_2 - W = 0 \quad (2.9)$$

$$\sum M_A \Rightarrow F_2 \cdot l - W \cdot a = 0 \quad (2.10)$$

Dari persamaan 2.9 dan 2.10 maka akan didapatkan nilai dari a sehingga diperoleh koordinat titik berat arah horisontal.

a. Analisis Vertikal



Gambar 2. 14 Free Body Diagram Sepeda Motor Untuk CG Vertikal

Untuk analisis titik berat arah vertikal maka terdapat beberapa parameter tambahan yaitu c dan h , serta nilai F_3

dan F_4 yang berbeda dari sebelumnya. Dengan tetap menggunakan prinsip kesetimbangan gaya dan kesetimbangan momen, maka diperoleh langkah-langkah analisis titik berat arah vertikal sebagai berikut:

$$\sum F_v \Rightarrow F_3 + F_4 - W = 0 \quad (2.11)$$

$$\sum M_A \Rightarrow F_4 \cdot l \cos\theta - W \cdot c = 0 \quad (2.12)$$

$$c = a \cos\theta - b \sin\theta \quad (2.13)$$

dari substitusi persamaan 2.13 ke 2.12 didapatkan,

$$b = \frac{(Wa - F_4 l) \cos\theta}{W \sin\theta} \quad (2.14)$$

Kemudian nilai sudut θ diperoleh sebagai berikut,

$$\sin\theta = \frac{b}{c} \Rightarrow \theta = \sin^{-1} \cdot \frac{b}{c} \quad (2.15)$$

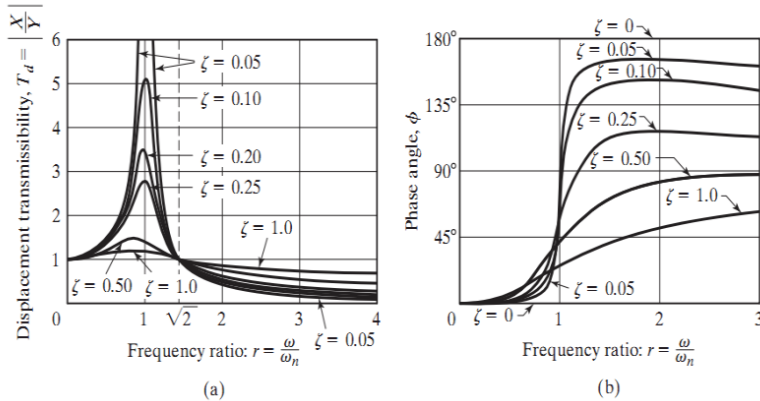
Nilai sudut θ tersebut digunakan untuk memperoleh nilai b sehingga didapatkan koordinat titik berat arah vertikal.

2.11 Transmisibilitas Perpindahan

Rasio dari amplitudo respon $x_p(t)$ terhadap *base motion* $y(t)$, yaitu $\frac{x}{y}$, disebut dengan *displacement transmissibility*^[1]. *Displacement transmissibility* adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara. Grafik transmisibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.15 di bawah ini.

$$T = \frac{x}{y} = \frac{\text{input displacement}}{\text{output displacement}}$$

$$T = \frac{x}{y} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.16)$$



Gambar 2. 15 Grafik variasi T_d dan ϕ terhadap r

Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.15a, yaitu:

1. $T_d = 1$ saat $r = 0$ dan mendekati 1 untuk nilai r yang sangat kecil
2. Untuk sistem yang tak teredam ($\zeta = 0$), T_d menuju tak hingga saat $r = 1$ (resonansi)
3. Nilai $T_d < 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
4. Nilai $T_d = 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin besar T_d -nya. Sebaliknya, untuk $r > \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin kecil T_d -nya.
6. Nilai dari T_d mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ pada saat $r = r_m < 1$. Perumusan r_m dapat ditulis sebagai berikut:

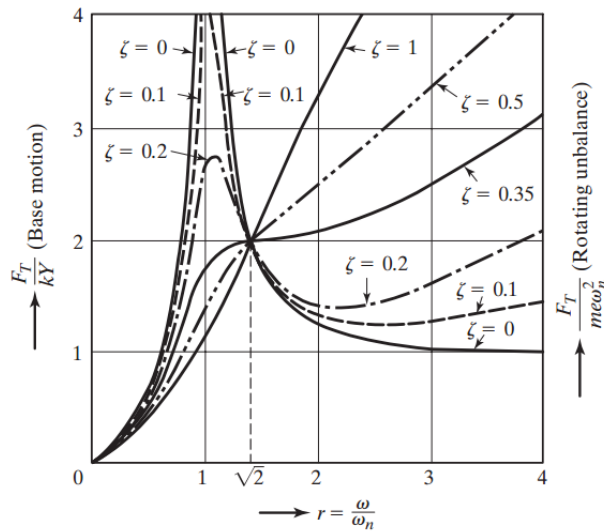
$$r_m = \frac{1}{2\zeta} \left[\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.16)$$

2.12 Force Transmissibility

F_T merupakan nilai amplitudo tertinggi yang diberikan ke *base*, sehingga rasio *force transmissibility*nya sebagai berikut:

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.17)$$

Grafik *force transmissibility* dapat dilihat pada gambar 2.16.

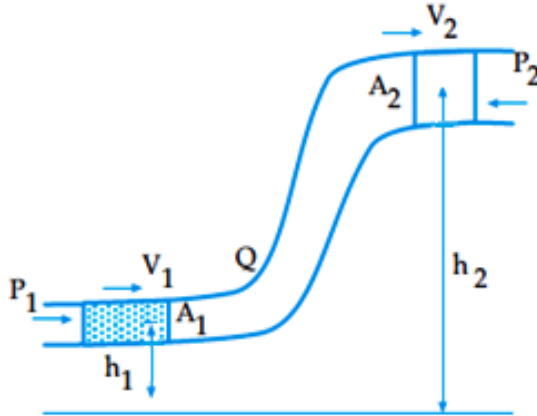


Gambar 2. 16 Grafik *Force Transmissibility vs Frequency Ratio*^[1]

2.13 Persamaan Pada Mekanisme Hidrolik

Dalam persamaan Bernoulli dinyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli^[4].

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli, yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (*incompressible flow*), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (*compressible flow*). Berikut ini persamaan Bernoulli untuk aliran yang tak termampatkan (*incompressible flow*):



Gambar 2. 17 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa

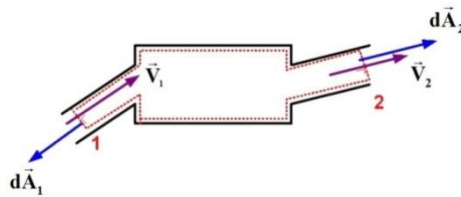
Persamaan Bernoulli^[4]:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \quad (2. 18)$$

Keterangan:

- p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m^2)
- p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m^2)
- v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1 (m/s)
- v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2 (m/s)
- h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)
- h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)
- g : gravitasi bumi (9.8 m/s^2)

2.14 Konservasi Massa Pada Mekanika Fluida



Gambar 2. 18 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0 \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho d\mathcal{V} + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.20)$$

karena diasumsikan aliran incompressible, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho d\mathcal{V} + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

dimana

| | |
|---------------|--|
| ρ | : massa jenis fluida (kg/m^3) |
| \mathcal{V} | : volume fluida (m^3) |
| \vec{V} | : kecepatan (m/s) |
| A | : luas area (m^2) |

2.15 Head Loss

Head loss merupakan kerugian energi per satuan berat fluida di dalam aliran cairan dalam sistem perpipaan. Total *head loss* merupakan penjumlahan dari *major* dan *minor head loss*^[4].

- **Major head loss** merupakan kerugian energi dikarenakan efek gesekan pada *fully developed flow* di dalam pipa. Rumus untuk *major head loss* aliran laminar adalah:

$$h_l = \left(\frac{64}{Re}\right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2$$

dengan $Re = \frac{d_{tube}}{v} \dot{x}$

Substitusi persamaan (2.23) ke persamaan (2.22)

$$h_l = \left(\frac{64v}{d_{tube}\dot{x}}\right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2$$

sehingga rumus *major head loss* menjadi:

$$h_l = \frac{32Lv}{d_{tube}^2} \dot{x}$$

$$\Delta P_{major} = \rho \cdot h_l$$

| | | |
|--------|--------------------|--|
| dimana | h_l | : <i>major head loss</i> |
| | L | : panjang pipa (m) |
| | d_{tube} | : diameter pipa (m) |
| | \dot{x} | : kecepatan aliran (m/s) |
| | Re | : <i>Reynold number</i> |
| | ρ | : massa jenis oli (kg/m ³) |
| | ΔP_{major} | : beda tekanan yang dihasilkan <i>head loss major</i> (N/m ²) |
| | v | : viskositas kinematik fluida (m ² /s) |

Nilai *friction factor* dipengaruhi oleh nilai *Reynold number* (Re) seperti dijelaskan pada persamaan (2.23) dan kekasaran permukaan pipa (e). Dari nilai Re dapat ditentukan jenis aliran dari fluida. Apabila $Re < 2300$ aliran digolongkan sebagai aliran laminar, sedangkan apabila $Re > 2300$ maka aliran digolongkan sebagai aliran turbulen.

- **Minor head loss** merupakan kerugian energi yang diakibatkan karena pintu masuk perpipaan, *fitting*,

perubahan luasan, dsb. Rumus untuk *minor head loss*^[4] adalah sebagai berikut:

$$h_{lm} = K \frac{\dot{x}^2}{2} \quad (2.27)$$

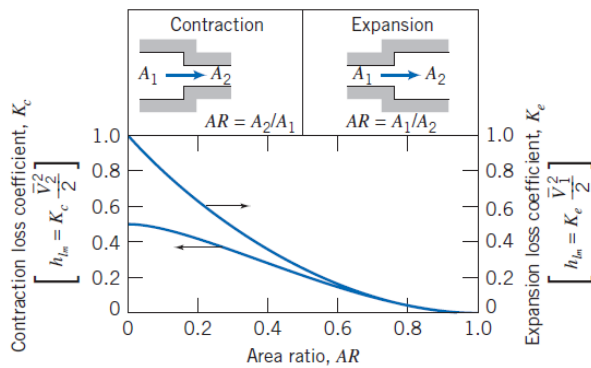
$$\Delta P_{\text{minor}} = \rho \cdot h_{lm} \quad (2.28)$$

dimana h_{lm} : *minor head loss*
 K : *loss coefficient*
 ΔP_{minor} : beda tekanan yang dihasilkan
head loss minor (N/m^2)

Berikut ini adalah penjelasan tentang fenomena yang dapat menimbulkan *minor head loss*:

- *Enlargements dan Contractions*

Losses ini terjadi karena adanya perubahan area penampang (membesar ataupun mengecil) secara tiba – tiba. Untuk mengetahui besarnya koefisien *headloss* minor, dapat dilihat pada gambar 2.19.



Gambar 2. 19 Loss coefficient untuk aliran melalui perubahan sudden area

2.16 Persamaan Fluida Oli Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Gaya redam dipengaruhi oleh energi disipasi dari oli yang mengalir melalui *orifice*^[5]. Oli tersebut diasumsikan *incompressible fluid* dan ΔP merepresentasikan perbedaan tekanan antara ruang silinder dengan *orifice* (Pa). Dari hukum konservasi massa dan persamaan Bernoulli yang dipadukan menjadi persamaan kesetimbangan energi dengan mempertimbangkan nilai dari *head loss* (*major* dan *minor*), maka didapat persamaan sebagai berikut^[4]:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + h_{LT} \quad (2.29)$$

dimana, h_{LT} merupakan total *head loss* yang terjadi. Sehingga didapatkan beda tekanan antara ruang silinder dengan *orifice* sebagai berikut:

$$\Delta P = \left[\frac{1}{2} (\dot{x}_o^2 - \dot{x}_s^2) + h_{LT} \right] \cdot \rho = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + h_{LT} \right] \cdot \rho$$

dimana A_p : luas penampang piston = $\frac{1}{4} \pi D_p^2$ (m²)
 A_o : luas penampang *orifice* = $\frac{1}{4} \pi D_o^2$ (m²)
 \dot{x}_o : kecepatan oli yang mengalir melalui *orifice*
 (m/s²)
 \dot{x}_s : kecepatan piston relatif terhadap daerah di luar silinder dari *hydro-pneumatic shock absorber*
 (m/s²)
 ρ : densitas dari oli (kg/m³)

Sehingga gaya redaman yang dihasilkan dapat dituliskan sebagai berikut :

$$Fd = \Delta P \cdot A_p = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + h_{LT} \right] \cdot \rho \cdot A_p$$

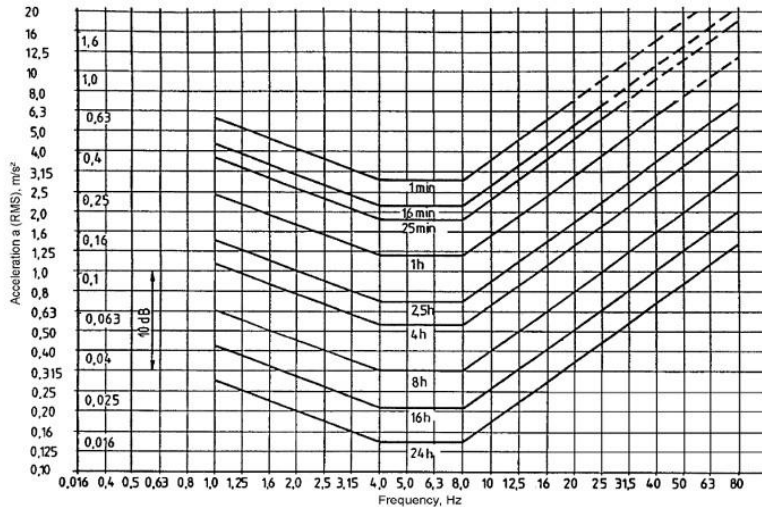
2.17 Pengaruh Percepatan terhadap Kenyamanan Pengendara

Tingkat kenyamanan pengendara saat mengendarai sangat tergantung kepada banyak hal, salah satunya mengenai percepatan kendaraan. Studi menunjukkan bahwa nilai – nilai yang digambarkan pada tabel 2.2 dapat dijadikan acuan bagaimana respon manusia terhadap percepatan yang terjadi pada kendaraan akibat kedaratan pada kendaraan publik. Namun reaksi tersebut juga bergantung pada durasi perjalanan dan ekspektasi pengendara ketika mengendarai kendaraan.

Tabel 2. 2 Nilai percepatan yang dapat diterima untuk kenyamanan pengendara

| No. | Getaran | Keterangan |
|-----|--|----------------------------|
| 1. | $a < 0.315 \text{ m/s}^2$ | Tidak ada keluhan |
| 2. | $0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$ | Mulai Sedikit tidak nyaman |
| 3. | $0.5 \text{ m/s}^2 < a < 0.1 \text{ m/s}^2$ | Cukup tidak nyaman |
| 4. | $0.8 \text{ m/s}^2 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$ | Tidak nyaman |
| 5. | $1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$ | Sangat tidak nyaman |
| 6. | $a > 2 \text{ m/s}^2$ | Amat sangat tidak nyaman |

Untuk kriteria ketahanan pengendara berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631^[3], ditampilkan pada gambar 2.20 dibawah ini.



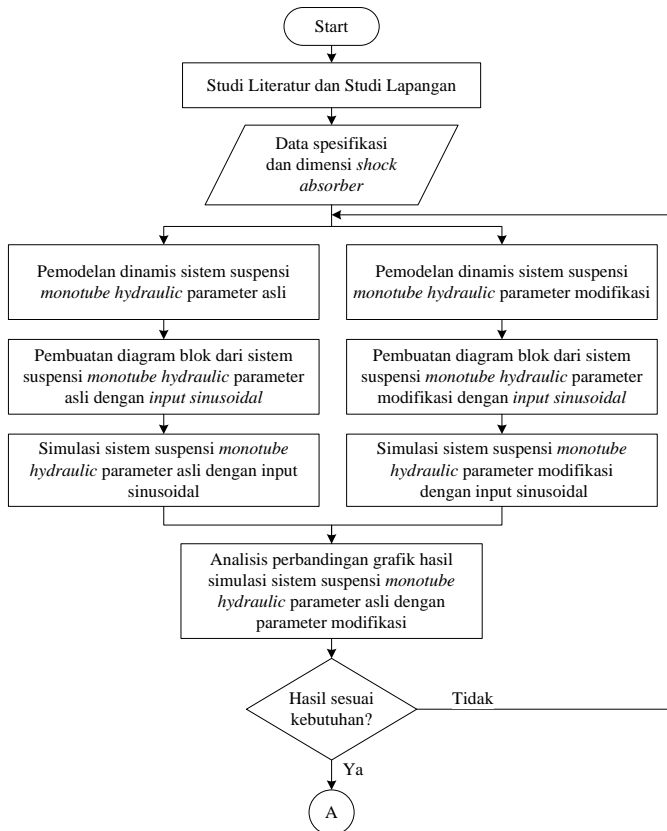
Gambar 2. 20 Grafik percepatan RMS (Root Mean Square) berdasarkan ISO 2631

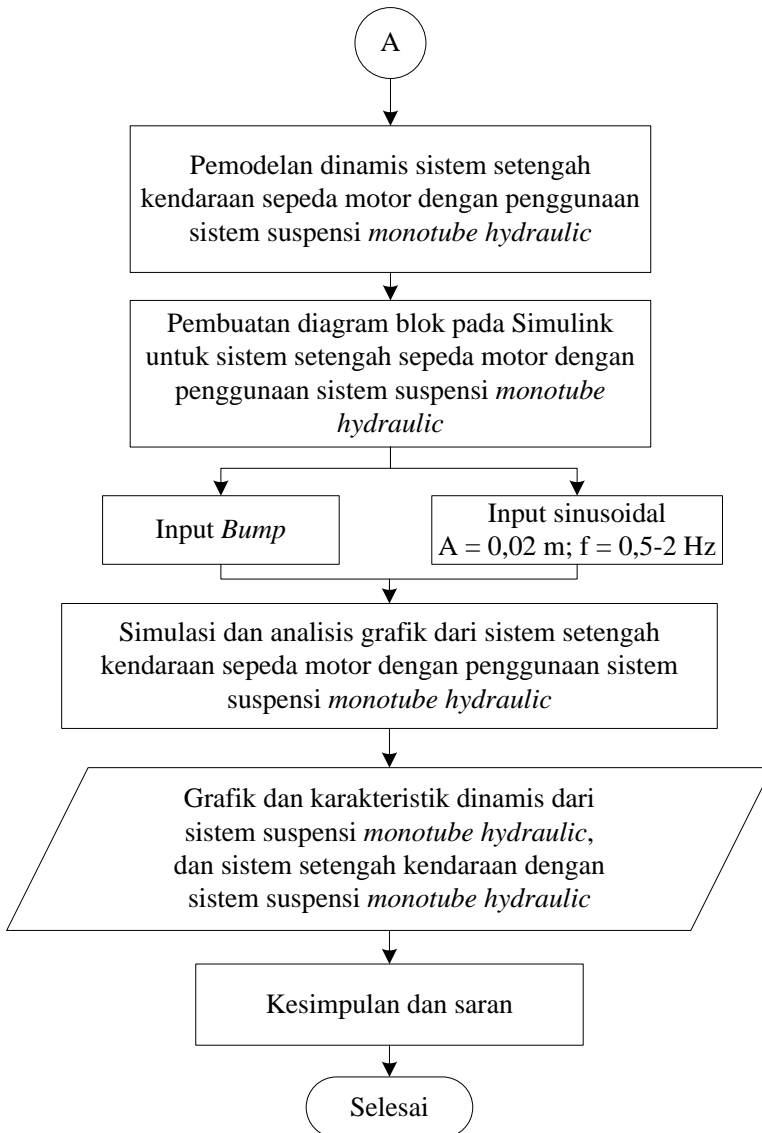
Selain berdasarkan tingkat kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan tingkat keamanan. Suspensi dapat dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin. Defleksi maksimum dari suspensi depan sebesar 10 cm, sedangkan untuk suspensi belakang maksimum sebesar 12 cm^[3].

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan parameter-parameter terhadap respon dinamis berupa perpindahan dan kecepatan dari sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada motor Jupiter Z 2008. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

Metode pelaksanaan penelitian ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dan studi lapangan dengan membongkar suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada motor Jupiter Z 2008. Langkah selanjutnya yaitu pemodelan fisik dan matematis untuk sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*. Kemudian membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB Simulink dengan input sinusoidal. Setelah menjalankan simulasi MATLAB, didapatkan grafik karakteristik gaya redam dengan variasi massa jenis oli, viskositas oli, dan diameter *orifice shock absorber*. Grafik hasil simulasi antara parameter asli dengan modifikasi kemudian dibandingkan untuk mengetahui manakah variasi parameter yang menghasilkan gaya redam terbaik.

Selanjutnya, sistem suspensi *monotube hydraulic* ini dipasangkan pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dan menggunakan langkah yang sama, yaitu dengan membuat model fisik dan matematis dengan variasi parameternya. Selanjutnya membuat blok diagram dengan *input* sinusoidal dan *input bump*. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan sistem suspensi *monotube hydraulic*. Kemudian yang terakhir adalah membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapatkan yang berhubungan dengan karakteristik gaya redam yang dihasilkan dan aspek kenyamanan penumpang dalam pengaplikasian modifikasi *shock absorber* tersebut dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Tahap Studi Literatur Dan Studi Lapangan

Dalam penelitian ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisa sistem suspensi *monotube hydraulic* pada sepeda motor. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun

penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan, diantaranya yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi, sistem hidrolik, serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink.



Gambar 3. 2 Komponen Shock Absorber motor Jupiter Z 2008

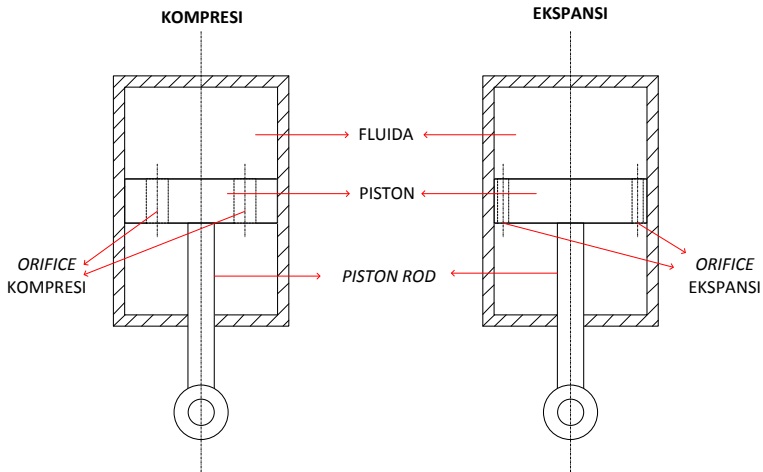
Untuk studi lapangan, yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter dari sistem suspensi *monotube hydraulic* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem dengan cara pembongkaran *shock absorber* seperti pada gambar 3.2. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari sistem suspensi *monotube hydraulic* yang meliputi dimensi *shock absorber*, massa sepeda motor saat kosong, massa maksimum sepeda motor dengan adanya penumpang, massa roda belakang, dan koefisien kekakuan pegas *shock absorber* sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008.

3.3 Pemodelan Dan Simulasi Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

3.3.1 Pemodelan Fisik Dan Matematis Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

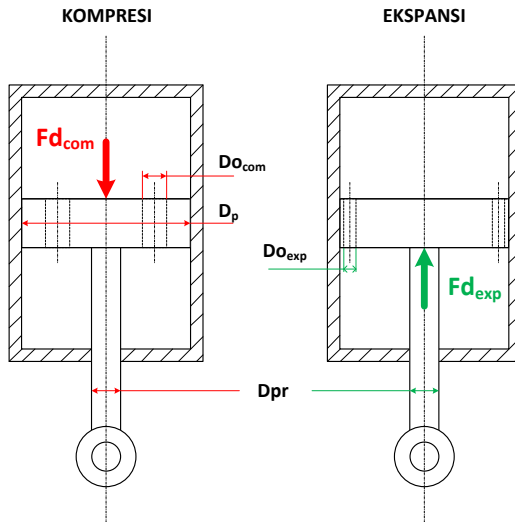
Model sistem suspensi *monotube hydraulic* pada sepeda motor digambarkan seperti gambar 3.3. Peredam (*shock*

absorber) adalah komponen utama dari sistem pasif. Sistem ini terdiri dari sebuah ruang atas dengan luasan tertentu. Ruang tersebut dibatasi oleh sebuah piston dengan diameter D_p yang didalamnya memiliki lubang-lubang kecil (*orifice*) berdiameter D_o . Volume pada ruang terisi dengan oli dengan viskositas ν . Desain peredam ini menghasilkan gaya redam. Saat sepeda motor berjalan, *shock-strut* mengalami kompresi dan ekspansi. Gerakan ini mendorong oli mengalir melalui *orifice*, yang menghilangkan sejumlah energi akibat *impact* atau eksitasi. Saat proses kompresi, oli mengalir melewati lubang-lubang kecil menuju bagian bawah piston, dan ketika ekspansi, *shock-strut* memanjang dan oli mengalir melewati lubang-lubang kecil secara perlahan menuju bagian atas piston sehingga menghilangkan energi *impact* atau eksitasi tersebut. Siklus kompresi dan ekspansi ini terus terjadi hingga seluruh energi *impact* atau eksitasi saat sepeda motor berjalan menghilang.



Gambar 3. 3 Model fisik sistem suspensi *monotube hydraulic*

Sedangkan untuk pemodelan matematis sistem suspensi *monotube hydraulic* ini, seperti terlihat pada gambar 3.4, meliputi silinder hidrolik, piston, *orifice* dan fluida kerja di dalamnya yaitu oli. Gaya redam yang dihasilkan adalah total redaman baik itu diakibatkan oleh luasan *orifice* maupun *head loss major* dan *head loss minor*.



Gambar 3. 4 Model matematis rancangan sistem suspensi *monotube hydraulic*

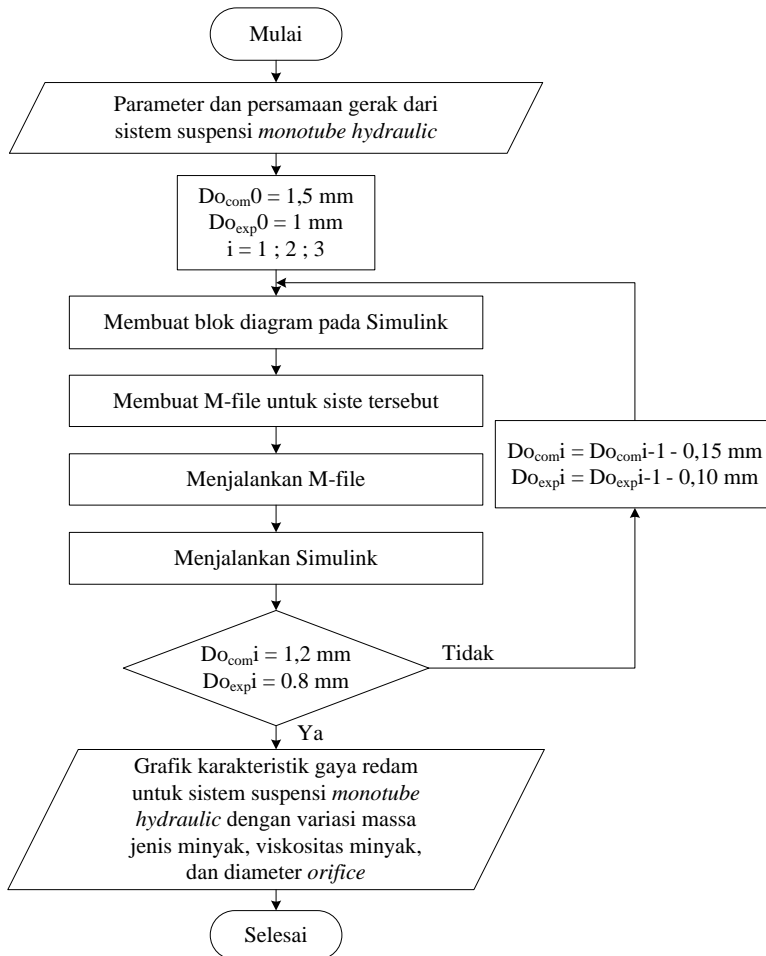
3.3.2 Pembuatan Blok Diagram dan Simulasi Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah berikutnya adalah membuat blok diagram dan diteruskan dengan simulasi sistem suspensi. Berikut merupakan parameter awal yang digunakan untuk simulasi sistem suspensi *monotube hydraulic*:

Tabel 3. 1 Parameter Awal Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

| Parameter | Nilai | Keterangan |
|---|----------------|------------------------|
| Koefisien discharge <i>orifice</i> (ξ) | 0,3 | Untuk F_d |
| Diameter piston (D_p) | 0,016 m | Untuk F_d |
| Diameter <i>piston rod</i> (D_{pr}) | 0,008 m | Untuk F_d |
| Diameter <i>orifice</i> kompresi (Do_{com1}) | 0,0015 m | Untuk F_d |
| Diameter <i>orifice</i> ekspansi (Do_{exp1}) | 0,001 m | Untuk F_d |
| Massa jenis oli <i>shock absorber</i> awal (ρ_0) | 859 Kg/m^3 | Untuk F_d |
| Viskositas kinematis oli <i>shock absorber</i> awal (ν_0) | 11,30 mm^2/s | Untuk <i>Head Loss</i> |

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.5. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dengan amplitudo 0,02 m, variasi frekuensi perpindahan batang piston yaitu 0,5-2 Hz. Variasi diameter *orifice* kompresi (Do_{com}) sebesar 0,0015 – 0,0018 m dan diameter *orifice* ekspansi (Do_{exp}) sebesar 0,0006 – 0,0009 m. Variasi diameter *orifice* kompresi dan ekspansi tersebut digunakan pada tiap variasi massa jenis dan viskositas oli *shock absorber*. Untuk diameter piston dan *piston rod* nilainya tetap. Setelah pembuatan blok diagram maka dilanjutkan langkah simulasi, sehingga akan didapatkan grafik karakteristik redaman dari sistem suspensi *monotube hydraulic*.



Gambar 3. 5 Diagram alir proses simulasi sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dengan variasi diameter *piston rod* (Dpr)

Berikut ini adalah parameter massa jenis dan viskositas dari variasi oli yang akan digunakan^[10]:

Tabel 3. 2 Parameter dari variasi oli

| No. | Brand | Parameter | Nilai |
|-----|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------|
| 1. | Motul Shock Oil (2,5-20) | Massa jenis (ρ_1) | 874 kg/m ³ |
| | | Viskositas kinematis (v_1) | 16,10 mm ² /s |
| 2. | Agip Fork (5wt) | Massa jenis (ρ_3) | 857 kg/m ³ |
| | | Viskositas kinematis (v_3) | 22,00 mm ² /s |
| 3. | Maxima (10wt) | Massa jenis (ρ_3) | 869 kg/m ³ |
| | | Viskositas kinematis (v_3) | 32,00 mm ² /s |
| 4. | Repsol Moto Fork Oil (10wt) | Massa jenis (ρ_4) | 845 kg/m ³ |
| | | Viskositas kinematis (v_4) | 46,00 mm ² /s |

3.3.3 Analisis Perbandingan Grafik Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem suspensi *monotube hydraulic*, akan didapatkan grafik karakteristik gaya redam, yaitu berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan maupun kecepatan dengan parameter asli maupun variasi dari massa jenis oli, viskositas oli, diameter *orifice* kompresi (Do_{com}) sebesar 0,0015 – 0,0018 m dan diameter *orifice* ekspansi (Do_{exp}) sebesar 0,0006 – 0,0009 m.

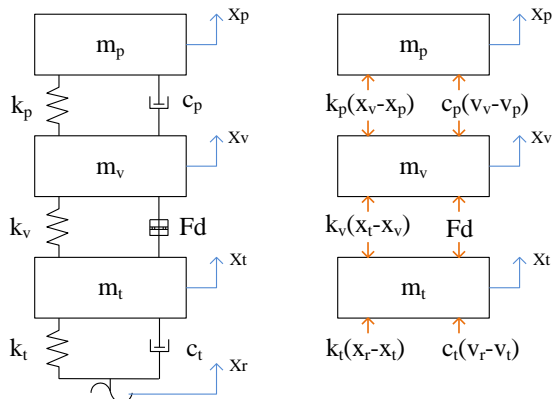
Grafik-grafik tersebut kemudian dibandingkan dan diambil kesimpulan. Akan didapatkan kombinasi dari variasi yang menghasilkan gaya redam terbaik dan sesuai kebutuhan untuk selanjutnya digunakan pada simulasi sistem setengah kendaraan

sepeda motor dengan penggunaan sistem suspensi *monotube hydraulic*.

3.4 Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

3.4.1 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan setengah kendaraan dengan tiga derajat kebebasan (3 DOF). Pada gambar 3.6 di bawah ini menunjukkan model sepeda motor yang meliputi, m_v yaitu massa sepeda motor, m_t massa ban, m_p massa penumpang, k_v mewakili konstanta kekakuan dari pegas *shock absorber* sistem suspensi *monotube hydraulic*, k_t yaitu konstanta kekakuan dari ban, k_p konstanta kekakuan penumpang, c_t konstanta redaman ban, c_p konstanta redaman penumpang, dan F_d merupakan gaya redam dari sistem suspensi *monotube hydraulic*.



Gambar 3. 6 Model matematis dan *free body diagram* dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan F_d merupakan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*

Setelah didapatkan model matematis, kemudian dibuat persamaan gerak dari sistem setengah kendaraan sepeda motor tersebut.

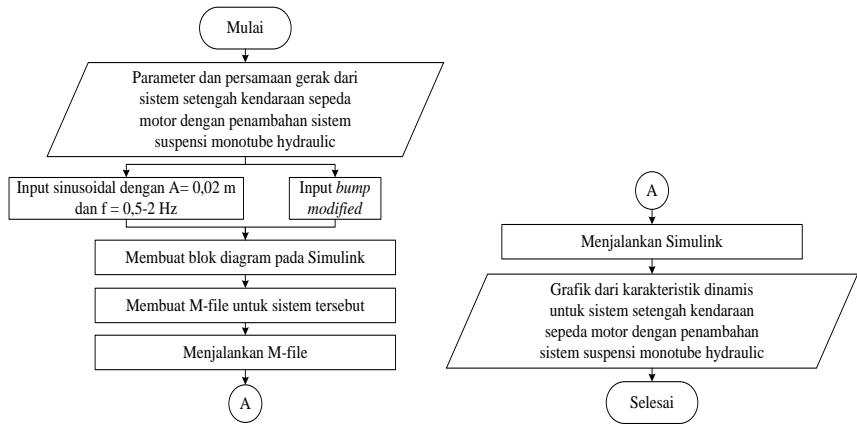
3.4.2 Pembuatan Blok Diagram dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok diagram dan kemudian akan dilanjutkan simulasi. Parameter yang digunakan untuk sistem setengah kendaraan sepeda motor yaitu data referensi berdasarkan jurnal dan juga data hasil pengujian atau studi lapangan. Parameter awal yang digunakan untuk simulasi sistem setengah kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi *monotube hydraulic* terdapat pada tabel 3.2.

Tabel 3. 3 Parameter Awal Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor

| Parameter | Nilai |
|---|-----------|
| Massa motor bagian belakang (m_v) | 49,5 kg |
| Massa roda belakang (m_t) | 6,5 kg |
| Massa 1 penumpang dan 1 alas duduk (m_p) | 60 kg |
| Konstanta pegas <i>shock absorber</i> (k_v) | 12000 N/m |
| Konstanta pegas ban (k_t) | 1600 N/m |
| Konstanta pegas dudukan penumpang | 1149 N/m |
| Koefisien redaman ban (c_t) | 2200 Ns/m |
| Koefisien redaman dudukan penumpang (c_p) | 150 Ns/m |

Proses pembuatan blok diagram dan simulasi pada Simulink MATLAB dijelaskan pada diagram alir pada gambar 3.7. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan *bump modified*.



Gambar 3. 7 Diagram alir proses pembuatan blok diagram dan simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor

3.4.3 Analisis Grafik Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

Dari simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan input bump dan sinusoidal, akan didapatkan respon dinamis, berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan, dengan memodifikasi blok diagram pada Simulink.

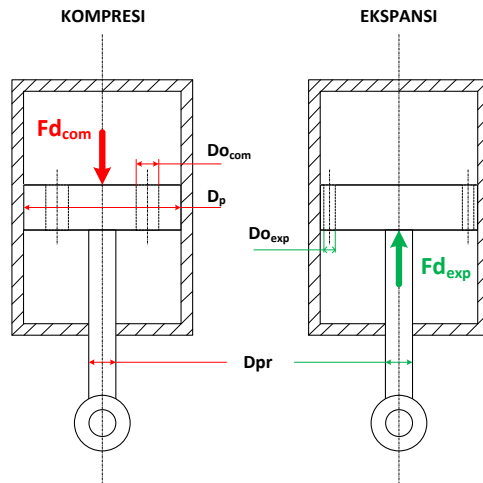
Grafik-grafik tersebut dianalisis dan diharapkan sistem suspensi *monotube hydraulic* ini mampu mengurangi vibrasi pada bodi sepeda motor akibat beban *impact* saat proses berjalan dan akibat energi eksitasi oleh profil permukaan jalan yang tidak rata saat sepeda motor berjalan dengan kecepatan yang sangat tinggi pada proses berjalan secara optimal, sehingga vibrasi yang diterima oleh penumpang sangat kecil. Selanjutnya dilakukan evaluasi dan mengambil kesimpulan dari hasil analisis yang berhubungan gaya redam *shock absorber* dan kenyamanan penumpang dan evaluasi yang telah dilakukan.

BAB IV

PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* ini menggunakan mekanisme hidrolik dengan fluida kerja yaitu oli. Oli berfungsi sebagai *dampers* untuk menghasilkan gaya redam.



Gambar 4. 1 Model matematis rancangan monotube hydraulic shock absorber

Persamaan yang digunakan pada sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* ini adalah sebagai berikut :

4.1.1 Gaya Redam (F_d)

Gaya redam dipengaruhi oleh energi disipasi dari oli yang mengalir melalui *orifice*. Oli tersebut diasumsikan *laminar incompressible flow* dan ΔP merepresentasikan perbedaan tekanan antara ruang silinder dengan *orifice* (Pa). Dari hukum konservasi massa dan persamaan Bernoulli yang dipadukan menjadi persamaan kesetimbangan energi dengan

mempertimbangkan nilai dari *head loss* (*major* dan *minor*), maka didapat persamaan sebagai berikut^[4]:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + h_{IT} \quad (4.1)$$

dimana, h_{IT} adalah *head loss* total yang merupakan penjumlahan dari *head loss major* dan *head loss minor*. Sehingga didapatkan beda tekanan antara ruang silinder dengan *orifice* sebagai berikut:

$$\Delta P = \left[\frac{1}{2} (\dot{x}_o^2 - \dot{x}_s^2) + h_{IT} \right] \cdot \rho = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + h_{IT} \right] \cdot \rho$$

dimana, A_p : luas penampang piston = $\frac{1}{4}\pi D_p^2$ (m²)
 A_o : luas penampang *orifice* = $\frac{1}{4}\pi D_o^2$ (m²)
 \dot{x}_o : kecepatan oli yang mengalir melalui *orifice*
 (m/s²)
 \dot{x}_s : kecepatan piston relatif terhadap daerah di
 luar silinder dari *monotube hydraulic shock absorber*
 (m/s²)
 ρ : densitas dari oli (kg/m³)

Sehingga gaya redaman yang dihasilkan dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Fd = \Delta P \cdot A_p &= \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + h_{IT} \right] \cdot \rho \cdot A_p \\ &= \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + \frac{32Lv}{D_o^2} \dot{x}_o + K \frac{\dot{x}_o^2}{2} \right] \rho \cdot A_p \quad (4.3) \end{aligned}$$

Untuk gaya redam saat langkah kompresi, maka A_p merupakan luasan piston keseluruhan, sementara ketika langkah ekspansi maka A_p merupakan luasan piston dikurangi dengan luasan *piston rod* (A_{pr}). Untuk nilai \dot{x}_o didapat dari persamaan konservasi massa, nilainya bergantung pada luasan *orifice*, sehingga akan berbeda pula ketika kompresi maupun ekspansi.

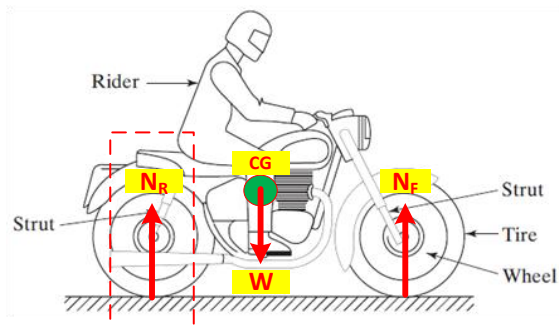
Sehingga persamaan gaya redam (F_d) untuk kompresi dan ekspansi adalah sebagai berikut:

$$F_{d_{kom}} = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{o1}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + \frac{32Lv}{D_{o1}^2} \dot{x}_{o1} + K \frac{\dot{x}_{o1}^2}{2} \right] \rho \cdot A_p \quad (4.4)$$

$$F_{d_{eks}} = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{o2}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + \frac{32Lv}{D_{o2}^2} \dot{x}_{o2} + K \frac{\dot{x}_{o2}^2}{2} \right] \rho \cdot (A_p - A_{pr}) \quad (4.5)$$

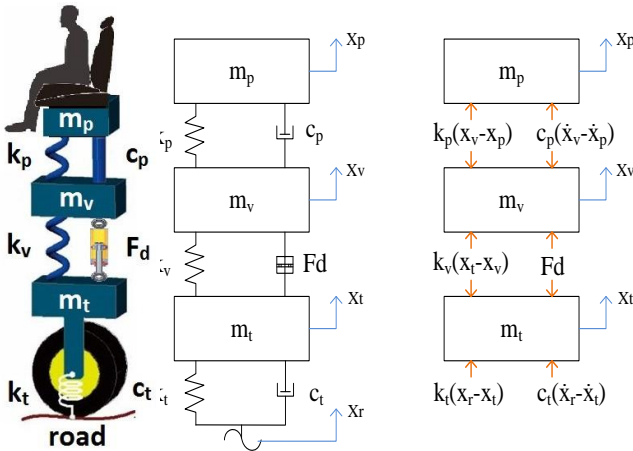
4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Sebelum memodelkan dinamis terlebih dahulu dicari besarnya nilai m_v yang dimodelkan dalam setengah kendaraan, dengan asumsi bahwa m_v adalah massa setengah kendaraan bagian belakang.



Gambar 4. 2 *Free body diagram* sistem sepeda motor

Berdasarkan gambar 4.2, maka berat sepeda motor bagian belakang (m_v) dapat dicari dengan mengetahui prosentase masa kendaraan bagian belakang yang didapat dari perbandingan jarak titik berat terhadap pusat roda belakang dengan jarak antar pusat roda. Kemudian, dari model matematis yang telah dijelaskan pada gambar 3.6, akan didapatkan FBD sebagai berikut,



Gambar 4. 3 Free body diagram untuk sistem motor dengan penggunaan sistem suspensi

Persamaan gerak untuk massa ban (m_t) dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_t \ddot{x}_t \quad (4.4)$$

$$k_t(x_r - x_t) + c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) - k_v(x_t - x_v) - F_d = m_t \ddot{x}_t \quad (4.5)$$

$$\dot{v}_t = \frac{1}{m_t} [k_t(x_r - x_t) + c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) - k_v(x_t - x_v) - F_d] \quad (4.6)$$

Persamaan gerak untuk massa kendaraan (m_v) dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_v \ddot{x}_v \quad (4.7)$$

$$k_v(x_t - x_v) + F_d - k_p(x_v - x_p) - c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p) = m_v \ddot{x}_v \quad (4.8)$$

$$\dot{v}_v = \frac{1}{m_v} [k_v(x_t - x_v) + F_d - k_p(x_v - x_p) - c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p)] \quad (4.9)$$

Persamaan gerak untuk massa penumpang (m_p) dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_p \ddot{x}_p \quad (4.10)$$

$$k_p(x_v - x_p) + c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p) = m_p\ddot{x}_p \quad (4.11)$$

$$\dot{v}_p = \frac{1}{m_p} [k_p(x_v - x_p) + c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p)] \quad (4.12)$$

4.3 Diagram Blok

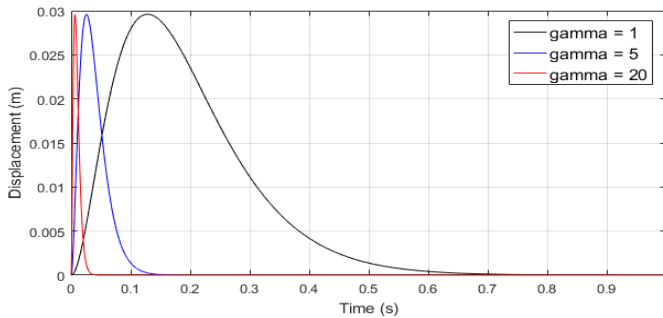
Dari persamaan gerak yang diperoleh, selanjutnya dibuat diagram blok yang sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing-masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

4.3.1 Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem suspensi *monotube hydraulic* dan sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan sistem suspensi *monotube hydraulic*. Pada saat pemodelan pada program simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama, input *bump* yang telah dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien. Kedua, input sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady-state*. Persamaan dari kedua input tersebut dapat dituliskan sebagai berikut:

- Input *bump* yang dimodifikasi

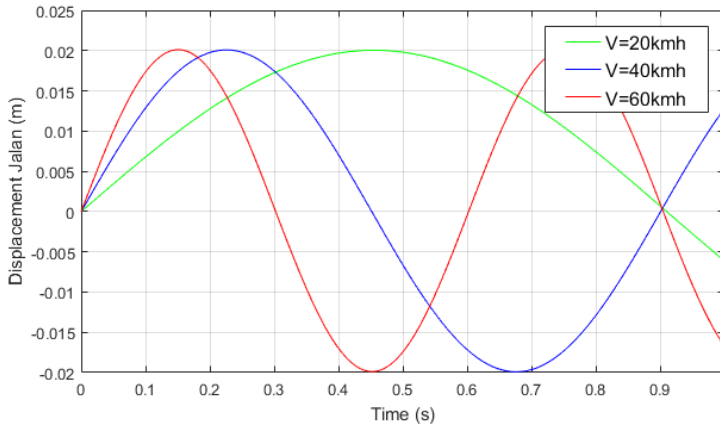
$$y(t) = Y 0.37 e^{2(\gamma\omega_0 t)} e^{-\gamma\omega_0 t} \quad (4.13)$$



Gambar 4. 4 Profil jalan dengan input bump yang dimodifikasi $\gamma = 1$, $\gamma = 5$, dan $\gamma = 20$

Input ini merupakan fungsi dari γ (*severity parameter*), yaitu 1 untuk *low impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 7 km/jam, 5 untuk *less severe impacts* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 36 km/jam, dan 20 untuk *more severe impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 72 km/jam. Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_v}{m_v}}$. Nilai Y merupakan amplitudo. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi yaitu 2 cm.

- Input sinusoidal
 $y(t) = Y \sin(\omega t)$

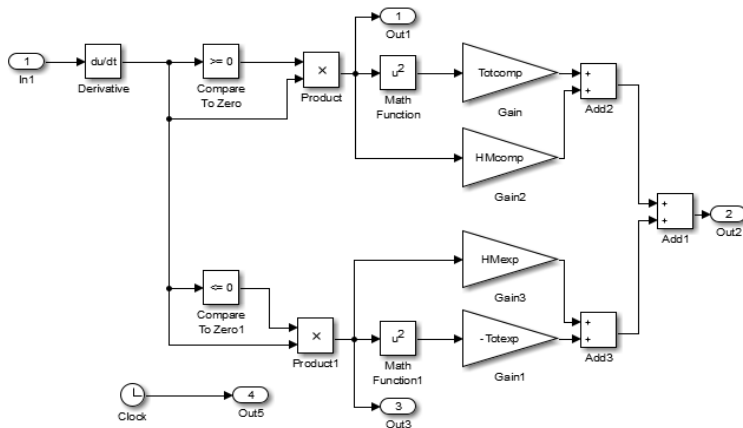


Gambar 4. 5 Profil jalan dengan input sinusoidal

Pada persamaan (4.14), nilai Y merupakan amplitudo yang digunakan. Besar frekuensi akan divariasikan dengan amplitudo 2 cm dan panjang gelombang (λ) 10 m. Pada input sinusoidal tersebut digunakan tiga macam frekuensi yang masing-masing mewakili kecepatan kendaraan yang berbeda (20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam), menggunakan rumus $f = \frac{v}{\lambda}$. Untuk menghitung frekuensi (ω) input sinusoidal digunakan rumus $\omega = 2\pi f$.

4.3.2 Diagram Blok Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

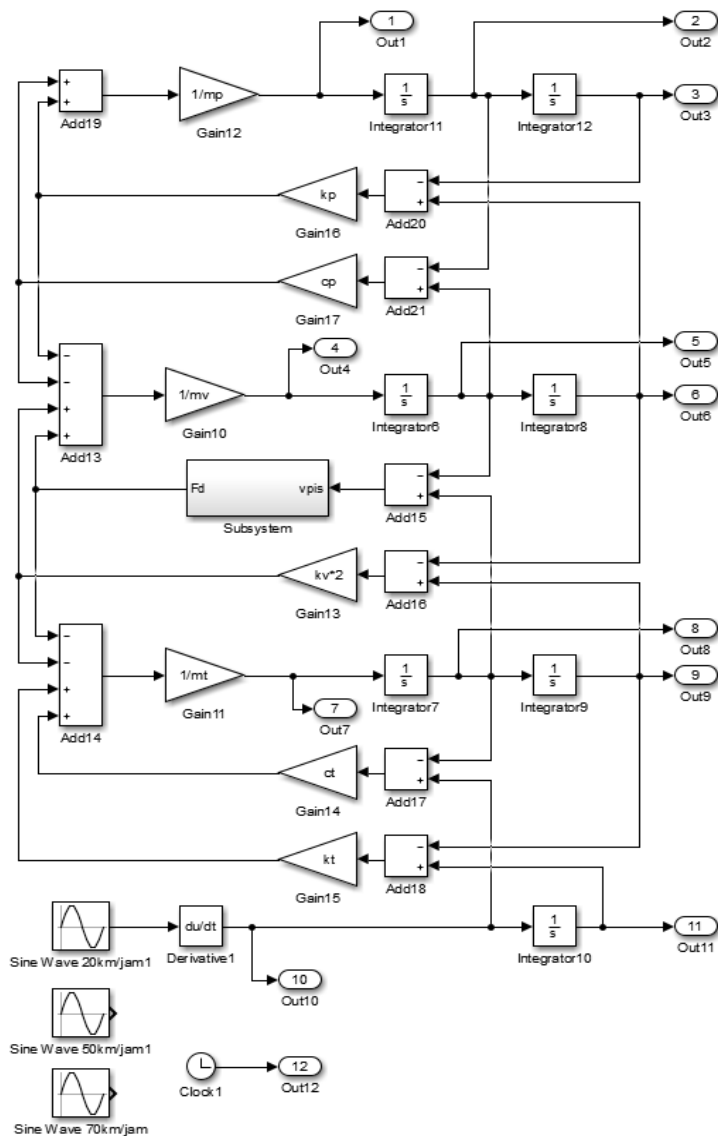
Untuk melakukan simulasi pada sistem suspensi *monotube hydraulic*, hanya menggunakan input sinusoidal. Parameter yang digunakan pada sistem suspensi *monotube hydraulic* ini telah dijelaskan pada tabel 3.1 dan tabel 3.2.



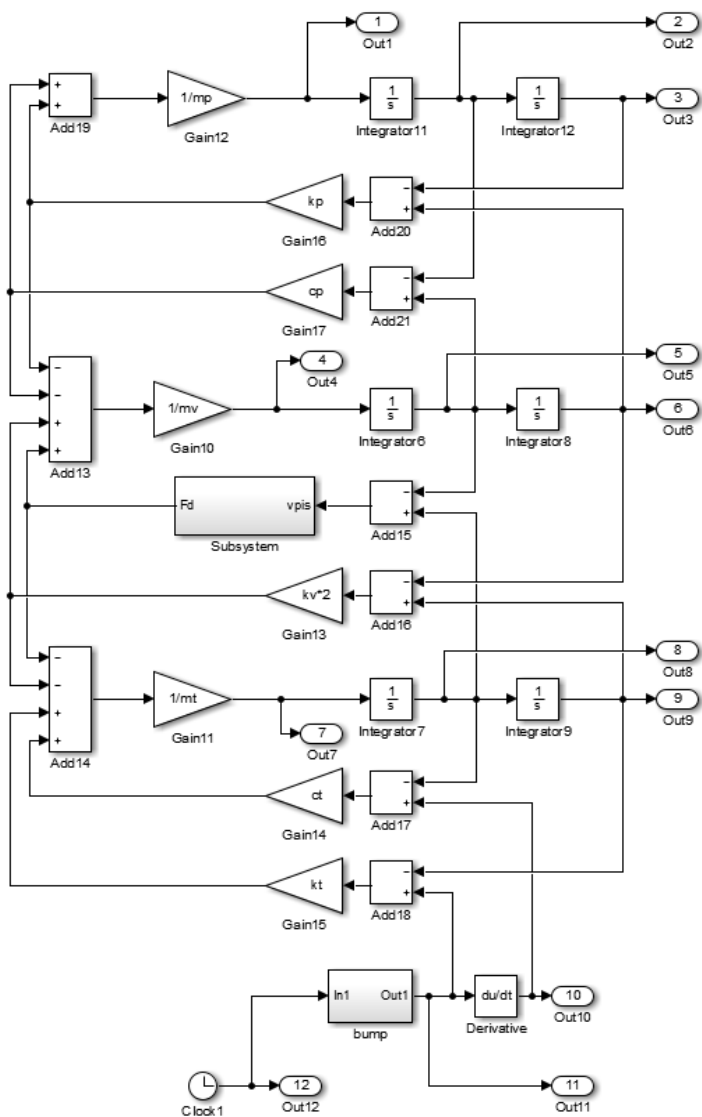
Gambar 4. 6 Diagram blok untuk gaya redam pada sistem suspensi *monotube hydraulic*

4.3.3 Diagram Blok Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic*

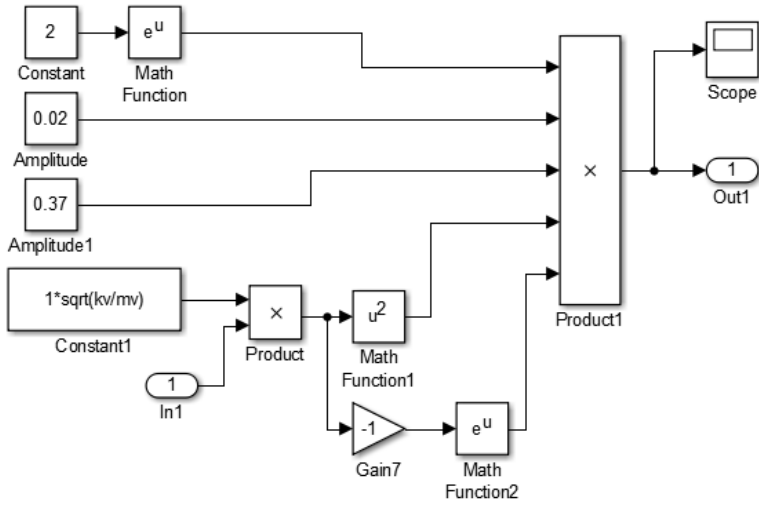
Pada sistem setengah kendaraan motor, nilai konstanta redaman pada massa setengah kendaraan motor digantikan dengan nilai gaya redaman yang dihasilkan oleh sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*. Input yang digunakan dalam simulasi sistem setengah kendaraan motor, yaitu input sinusoidal dengan kecepatan motor 20 km/h, 50 km/h, 70 km/h dan input *bump* yang telah dimodifikasi dengan γ (*severity parameter*) sama dengan 1 untuk *low impact*, 5 untuk *less severe impacts*, dan 20 untuk *more severe impact*. Parameter yang digunakan pada sistem setengah kendaraan motor ini telah dijelaskan pada tabel 3.3.



Gambar 4. 7 Diagram blok untuk sistem setengah kendaraan motor dengan input sinusoidal



Gambar 4. 8 Diagram blok untuk sistem setengah kendaraan motor dengan input *bump modified*



Gambar 4. 9 Diagram blok untuk input *bump modified*

BAB V

ANALISA DAN PEMBAHASAN

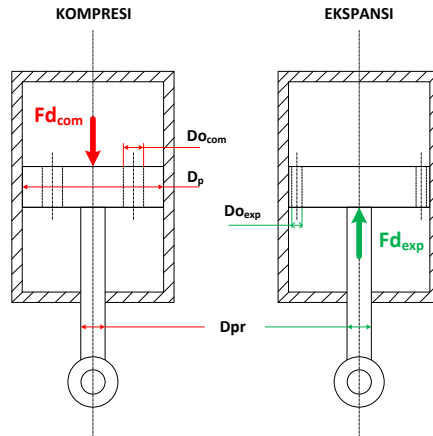
Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dan sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dengan parameter asli dan parameter modifikasi. Respon dinamis pada sistem suspensi *monotube hydraulic* yang dibahas pada bab ini adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam. Pada grafik respon gaya redam yang dihasilkan, nilai positif adalah nilai pada kondisi kerja kompresi, dan nilai negatif adalah nilai pada kondisi kerja ekspansi. Pada sistem setengah kendaraan, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan getaran yang dialami oleh penumpang terhadap perubahan waktu.

Simulasi pertama yang dilakukan adalah simulasi dari sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*, diawali dengan penggunaan parameter asli yang akan digunakan sebagai acuan atau pembanding. Hal pertama yang dilakukan dalam simulasi adalah pemilihan variasi jenis oli, yang mencakup variasi viskositas dan massa jenis, dimana variasi viskositas oli 11,3 – 46 cSt, dan variasi massa jenis oli 845 – 874 kg/m³. Kemudian dari setiap variasi jenis oli akan divariasikan diameter *orifice*-nya, dimana diameter *orifice* kompresi 0,0015 m; 0,00135 m; 0,0012 m, dan diameter *orifice* ekspansi 0,001 m; 0,0009 m; 0,0008 m. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal, dimana variasi frekuensinya 0.5 – 2 Hz. Untuk nilai amplitudo ditentukan konstan sebesar 2 cm. Dari simulasi ini akan didapatkan nilai gaya redam sistem suspensi dengan parameter asli dan modifikasi. Dari hasil simulasi tersebut kemudian dibandingkan untuk memperoleh variasi parameter modifikasi yang menghasilkan gaya redam yang optimal, dimana selanjutnya akan digunakan pada simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor.

Sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* yang terbaik kemudian diaplikasikan pada sistem setengah kendaraan motor dengan input yang digunakan, yaitu input sinusoidal yang mewakili variasi kecepatan motor, dan input bump yang dimodifikasi dengan *severity parameter* (γ) bernilai 1; 5; 20 yang mewakili variasi beban *impact*. Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis dari penumpang maupun sepeda motor. Kemudian respon dinamis tersebut dibandingkan dengan standar ISO 2631 untuk mengetahui kriteria kenyamanan dan ketahanan penumpang berdasarkan nilai percepaan RMS.

5.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber* dengan Variasi Diameter Orifice, Viskositas Oli, dan Massa Jenis Oli

Sebelum menganalisa respon dinamis yang terjadi pada sistem silinder hidrolik, perlu diketahui dimensi maupun parameter asli dari sistem suspensi yang digunakan pada simulasi. Skema sistem suspensi asli *hydraulic shock absorber* yang digunakan dapat dilihat pada gambar 5.1. Sistem *hydraulic shock absorber* sendiri terdiri dari piston, piston rod dan lubang orifice.



Gambar 5. 1 Skema Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Tabel 5.1 di bawah ini merupakan tabel variasi parameter yang akan digunakan untuk simulasi pada silinder hidrolik. Berdasarkan tabel, dilakukan simulasi sebanyak 15 kali yang terdiri dari 5 variasi jenis oli (viskositas dan massa jenis), dan 3 pasang variasi diameter *orifice* (kompresi dan ekspansi) yang diberi input sinusoidal dengan frekuensi antara 0.5 Hz sampai 2 Hz. Untuk diketahui bahwa parameter asli menggunakan jenis oli *shock absorber* Yamaha (KYB) dengan viskositas 11,3 cSt dan densitas 859 kg/m³, serta pasangan diameter *orifice* asli yaitu sebesar 1,5 mm untuk kompresi dan 1 mm untuk ekspansi.

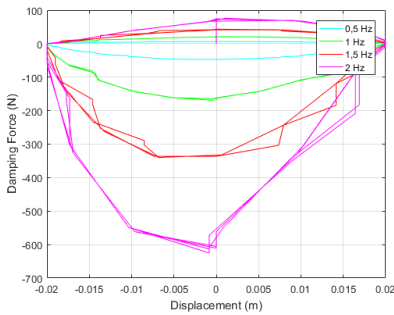
Tabel 5. 1 Variasi parameter yang digunakan pada simulasi sistem suspensi

| No | Jenis Oli | Viskositas (cSt) | Densitas (kg/m ³) | Do _{com} (m) | Do _{exp} (m) | Variasi ke - |
|----|-------------------|------------------|-------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------|
| 1. | Yamaha-KYB | 11,30 | 859 | 0,00150 | 0,0010 | 1 (asli) |
| | | | | 0,00135 | 0,0009 | 2 |
| | | | | 0,00120 | 0,0008 | 3 |
| 2. | Motul | 16,10 | 874 | 0,00150 | 0,0010 | 4 |
| | | | | 0,00135 | 0,0009 | 5 |
| | | | | 0,00120 | 0,0008 | 6 |
| 3. | Agip 5wt | 22,00 | 857 | 0,00150 | 0,0010 | 7 |
| | | | | 0,00135 | 0,0009 | 8 |
| | | | | 0,00120 | 0,0008 | 9 |
| 4. | Maxima 10wt | 32,00 | 869 | 0,00150 | 0,0010 | 10 |
| | | | | 0,00135 | 0,0009 | 11 |
| | | | | 0,00120 | 0,0008 | 12 |
| 5. | Repsol 10wt | 46,00 | 845 | 0,00150 | 0,0010 | 13 |
| | | | | 0,00135 | 0,0009 | 14 |
| | | | | 0,00120 | 0,0008 | 15 |

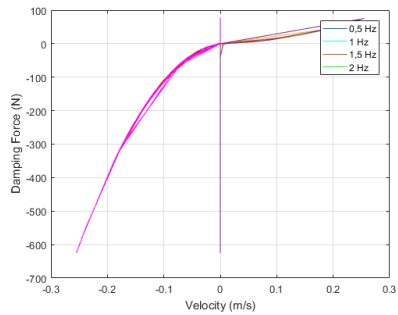
5.1.1 Grafik Respon Gaya Redam

Gambar 5.2 sampai dengan 5.6 merupakan grafik hasil simulasi sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dengan parameter asli (variasi 1) hingga parameter modifikasi (variasi 2-15) seperti pada tabel 5.1. Didapatkan hasil berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan dan juga terhadap kecepatan sebagai berikut:

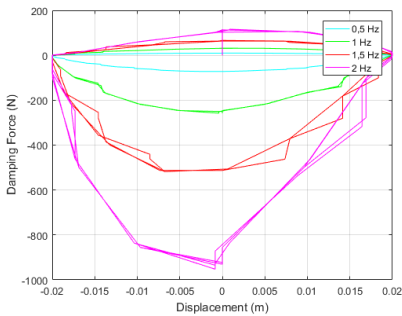
- Oli Yamaha-KYB ($\nu=11,3 \text{ cSt}$; $\rho=859 \text{ kg/m}^3$)



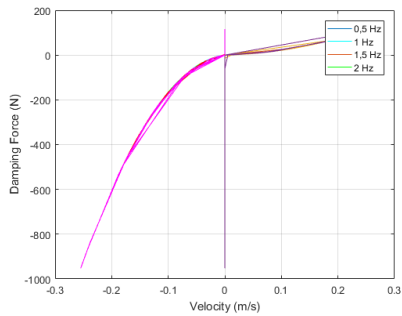
(a) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$



(b) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$

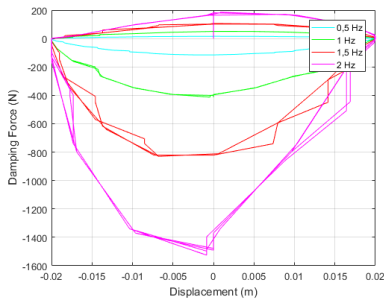


(c) $D_{01}=0,00135 \text{ m}$; $D_{02}=0,0009$

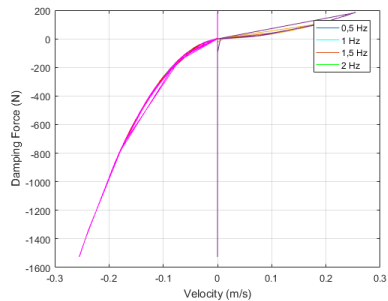


(d) $D_{01}=0,00135 \text{ m}$; $D_{02}=0,0009 \text{ m}$

m



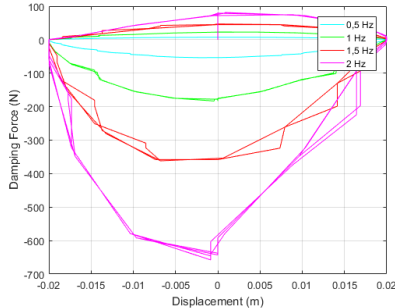
(e) $D_{01}=0,0012 \text{ m}$; $D_{02}=0,0008 \text{ m}$



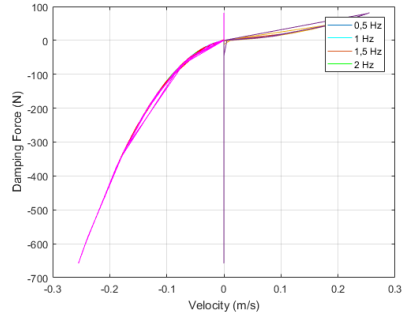
(f) $D_{01}=0,0012 \text{ m}$; $D_{02}=0,0008 \text{ m}$

Gambar 5. 2 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Yamaha-KYB pada variasi diameter orifice kompresi ($D_{com} = 0,0015-0,0012 \text{ m}$), diameter orifice ekspansi ($D_{exp} = 0,0010 - 0,0008 \text{ m}$), dan variasi frekuensi

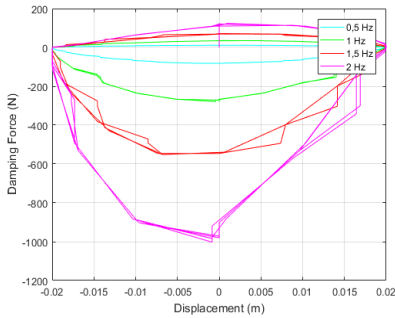
- Oli Motul ($\nu=16,1 \text{ cSt}$; $\rho=874 \text{ kg/m}^3$)



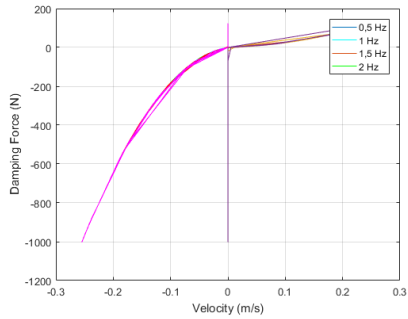
(a) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$



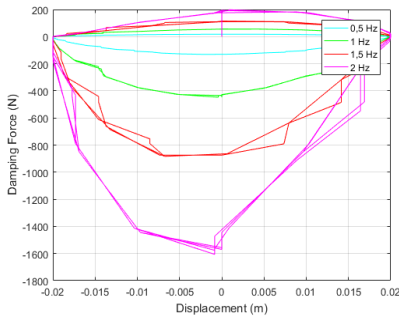
(b) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$



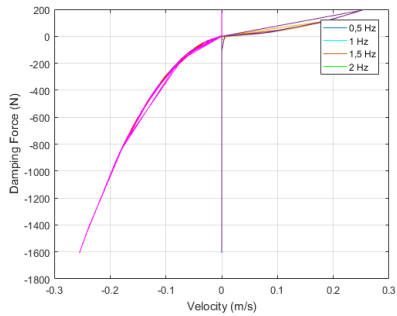
(c) $D_{o1}=0,00135$ m; $D_{o2}=0,0009$ m



(d) $D_{o1}=0,00135$ m; $D_{o2}=0,0009$ m



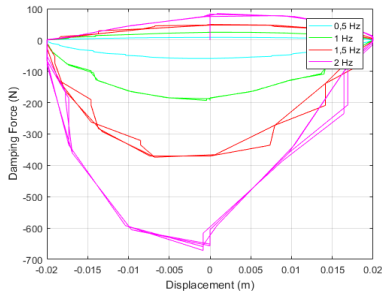
(e) $D_{o1}=0,0012$ m; $D_{o2}=0,0008$ m



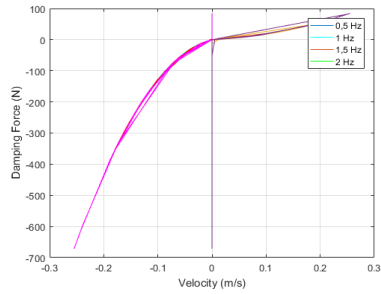
(f) $D_{o1}=0,0012$ m; $D_{o2}=0,0008$ m

Gambar 5. 3 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Motul pada variasi diameter orifice kompresi ($D_{ocom} = 0,0015-0,0012$ m), diameter orifice ekspansi ($D_{oexp} = 0,0010 - 0,0008$ m), dan variasi frekuensi

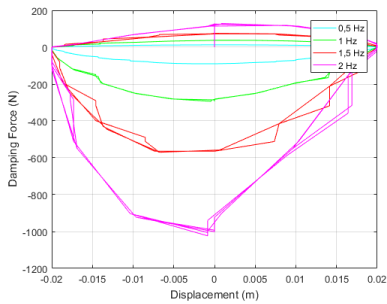
- Oli Agip 5wt ($\nu=22 \text{ cSt}$; $\rho=857 \text{ kg/m}^3$)



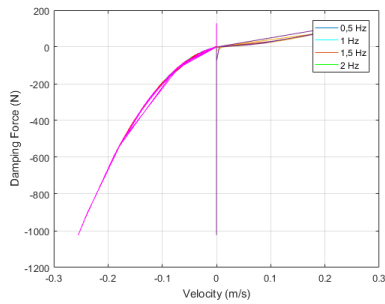
(a) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$



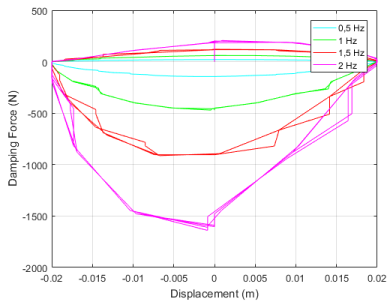
(b) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$



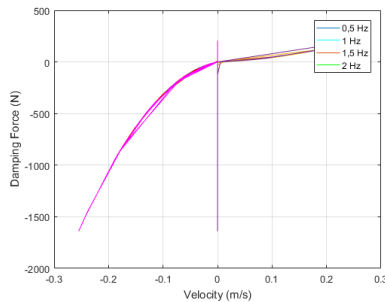
(c) $D_{01}=0,00135 \text{ m}$; $D_{02}=0,0009 \text{ m}$



(d) $D_{01}=0,00135 \text{ m}$; $D_{02}=0,0009 \text{ m}$



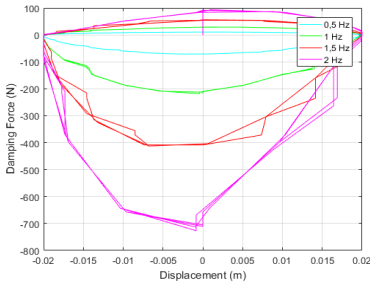
(e) $D_{01}=0,0012 \text{ m}$; $D_{02}=0,0008 \text{ m}$



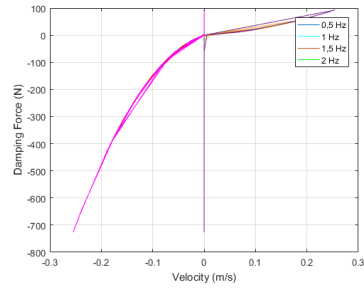
(f) $D_{01}=0,0012 \text{ m}$; $D_{02}=0,0008 \text{ m}$

Gambar 5. 4 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Agip pada variasi diameter orifice kompresi ($D_{01}=0,0015-0,0012 \text{ m}$), diameter orifice ekspansi ($D_{02}=0,0010-0,0008 \text{ m}$), dan variasi frekuensi

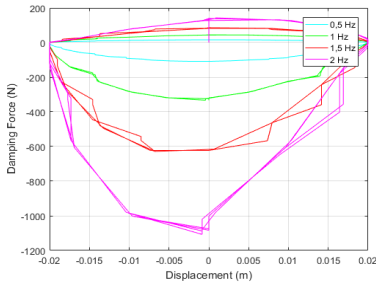
- Oli Maxima 10wt ($\nu=32 \text{ cSt}$; $\rho=869 \text{ kg/m}^3$)



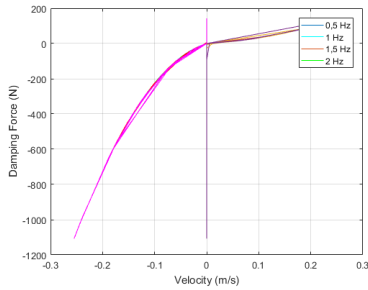
(a) $D_{o1}=0,0015 \text{ m}$; $D_{o2}=0,001 \text{ m}$



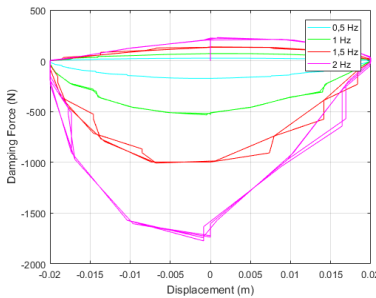
(b) $D_{o1}=0,0015 \text{ m}$; $D_{o2}=0,001 \text{ m}$



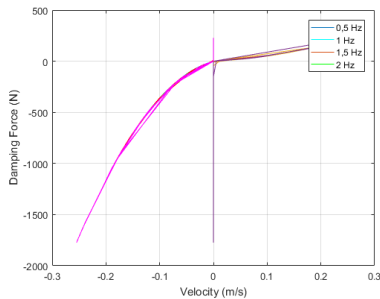
(c) $D_{o1}=0,00135 \text{ m}$; $D_{o2}=0,0009 \text{ m}$



(d) $D_{o1}=0,00135 \text{ m}$; $D_{o2}=0,0009 \text{ m}$



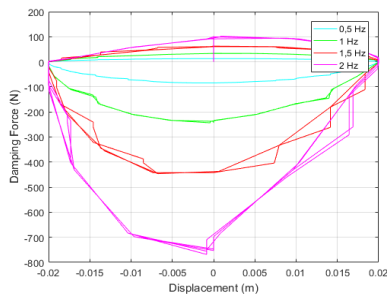
(e) $D_{o1}=0,0012 \text{ m}$; $D_{o2}=0,0008 \text{ m}$



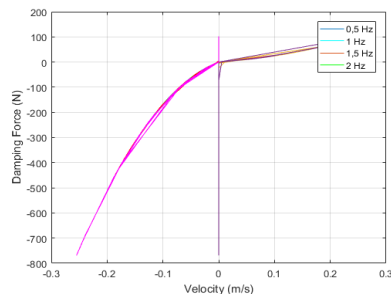
(f) $D_{o1}=0,0012 \text{ m}$; $D_{o2}=0,0008 \text{ m}$

Gambar 5. 5 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Maxima pada variasi diameter orifice kompresi ($D_{oc} = 0,0015\text{-}0,0012 \text{ m}$), diameter orifice ekspansi ($D_{oe} = 0,0010\text{-}0,0008 \text{ m}$), dan variasi frekuensi

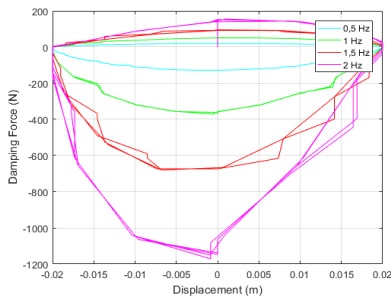
- Oli Repsol 10wt ($\nu=46 \text{ cSt}$; $\rho=845 \text{ kg/m}^3$)



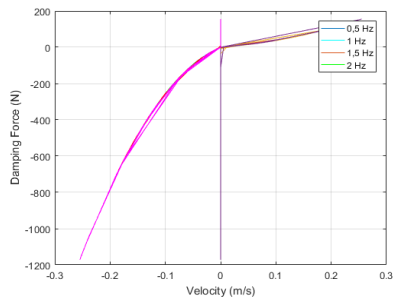
(a) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$



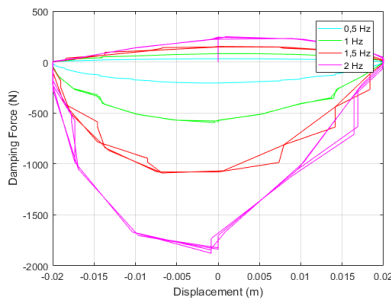
(b) $D_{01}=0,0015 \text{ m}$; $D_{02}=0,001 \text{ m}$



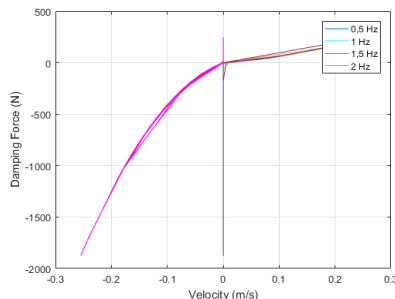
(c) $D_{01}=0,00135 \text{ m}$; $D_{02}=0,0009 \text{ m}$



(d) $D_{01}=0,00135 \text{ m}$; $D_{02}=0,0009 \text{ m}$



(e) $D_{01}=0,0012 \text{ m}$; $D_{02}=0,0008 \text{ m}$



(f) $D_{01}=0,0012 \text{ m}$; $D_{02}=0,0008 \text{ m}$

Gambar 5. 6 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Repsol pada variasi diameter orifice kompresi ($D_{01}=0,0015-0,0012 \text{ m}$), diameter orifice ekspansi ($D_{02}=0,0010-0,0008 \text{ m}$), dan variasi frekuensi

Gambar 5.2 sampai dengan Gambar 5.6 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a – c – e) dan kecepatan (b – d – f) pada kelima jenis oli dengan variasi diameter *orifice* kompresi ($Do_{com} = 0,0015-0,0012$ m), diameter *orifice* ekspansi ($Do_{exp} = 0,0010 - 0,0008$ m), dan variasi frekuensi 0,5 Hz; 1 Hz; 1,5 Hz; dan 2 Hz. Perlu diketahui bahwa respon gaya redam parameter asli juga diperoleh melalui simulasi MATLAB dengan menggunakan rumus gaya redam (F_d) persamaan 4.3, sehingga hasil dari suspensi asli maupun modifikasi membentuk grafik yang relatif sama, namun dengan nilai yang berbeda.

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan terlihat dengan jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, dan kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Namun pada grafik respon gaya redam terhadap kecepatan tidak terlihat perbedaannya antara masing-masing frekuensi. Hanya *trend line* pada frekuensi 2 Hz saja yang terlihat. Hal ini dikarenakan pada frekuensi 0,5 Hz sampai 1 Hz memiliki trend line yang berhimpit dengan 2 Hz tetapi hanya berbeda pada nilai gaya redam maksimum yang dihasilkan. Data lengkap gaya redam maksimum yang dihasilkan tiap frekuensi dijabarkan lebih detail pada tabel 5.2 berikut ini,

Tabel 5. 2 Hasil Simulasi Sistem Suspensi dengan variasi parameter

| Variasi ke- | JENIS OLI | Fd kompresi (N) | Fd ekspansi (N) |
|-------------|--------------|-----------------|-----------------|
| | | 2 Hz | 2 Hz |
| 1 | Yamaha (KYB) | 76,24 | 624,86 |
| 2 | | 116,21 | 952,40 |
| 3 | | 186,15 | 1525,6 |

| | | | |
|----|-------------|--------|--------|
| 4 | Motul | 81,44 | 657,78 |
| 5 | | 124,13 | 1002,6 |
| 6 | | 198,85 | 1605,9 |
| 7 | Agip 5wt | 84,52 | 671,51 |
| 8 | | 128,82 | 1023,5 |
| 9 | | 206,36 | 1639,5 |
| 10 | Maxima 10wt | 93,71 | 726,49 |
| 11 | | 142,84 | 1107,3 |
| 12 | | 228,81 | 1773,7 |
| 13 | Repsol 10wt | 102,03 | 768,48 |
| 14 | | 155,51 | 1171,3 |
| 15 | | 249,11 | 1876,2 |

Dari tabel 5.2 di atas terlihat bahwa untuk jenis oli yang sama, misalnya Yamaha-KYB, maka nilai gaya redam yang dihasilkan saat kompresi maupun ekspansi akan semakin besar seiring dengan mengecilnya diameter *orifice*. Hal ini sesuai dengan persamaan gaya redam total yaitu persamaan 4.3 dimana luasan *orifice* berbanding terbalik terhadap gaya redam. Sementara itu, untuk ukuran diameter *orifice* yang sama, baik kompresi maupun ekspansi, maka nilai gaya redam yang dihasilkan akan semakin besar seiring dengan semakin besarnya nilai viskositas dari oli yang digunakan. Hal ini sesuai dengan persamaan 4.3 dimana viskositas berbanding lurus terhadap gaya redam yang dihasilkan *monotube hydraulic shock absorber*. Untuk parameter massa jenis oli, perubahannya tidak mutlak menentukan apakah gaya redam semakin besar atau kecil, seperti terlihat dari tabel di 5.2 dimana gaya redam semakin besar meskipun nilai massa jenis oli lebih besar atau pun kecil.

Dalam pemilihan gaya redam optimal, maka terdapat kriteria-kriteria yang harus dipenuhi, yaitu:

- 1) Nilai gaya redam yang besar

Nilai gaya redam yang besar akan cenderung menghasilkan respon yang lebih rendah, terutama pada kecepatan tinggi, namun harus tetap diperhatikan agar rasio redamannya $0 < \xi < 1$ (*underdamp*).

- 2) Karakteristik redaman yang dihasilkan
Perlu dilihat karakteristik redamannya berdasarkan rasio redaman yang dihasilkan, hal ini bertujuan agar terhindar dari redaman yang *overdamp* dan *critical damp*. Oleh karena itu, terlebih dahulu dicari nilai dari konstanta redaman kritis (C_c) dengan menggunakan rumus $C_c = 2m\omega_n$, dimana ω_n didapat dari perhitungan sistem 3 DOF. Kemudian dicari nilai konstanta redaman suspensi (C) dengan menghitung gradien dari grafik respon F_d (gaya redam) terhadap kecepatan.
- 3) Kenyamanan yang dihasilkan
Semakin kecil nilai percepatan RMS yang dihasilkan, maka kenyamanan semakin baik. Oleh karena itu, dalam menentukan gaya redam optimal juga perlu dilihat respon percepatan yang dihasilkan pada pengendara atau penumpang.

Berikut ini adalah data selengkapnya mengenai karakteristik redaman yang dihasilkan setiap variasi suspensi, dapat dilihat pada tabel 5.3.

Tabel 5.3 nilai dan karakteristik redaman pada variasi parameter suspensi *monotube hydraulic*

| Variasi ke- | C_c | C | ξ | Ket. |
|-------------|-------------|-------------|-----------------|------------------|
| | | 2 Hz | C/C_c | |
| 1 | 4827 | 2385 | 0.494096 | underdamp |
| 2 | 4827 | 3554 | 0.736275 | underdamp |
| 3 | 4827 | 5685 | 1.17775 | overdamp |
| 4 | 4827 | 2459 | 0.509426 | underdamp |
| 5 | 4827 | 3748 | 0.776466 | underdamp |

| | | | | |
|----|------|------|----------|-----------|
| 6 | 4827 | 6005 | 1.244044 | overdamp |
| 7 | 4827 | 2515 | 0.521028 | underdamp |
| 8 | 4827 | 3834 | 0.794282 | underdamp |
| 9 | 4827 | 6142 | 1.272426 | overdamp |
| 10 | 4827 | 2730 | 0.565569 | underdamp |
| 11 | 4827 | 4161 | 0.862026 | underdamp |
| 12 | 4827 | 6665 | 1.380775 | overdamp |
| 13 | 4827 | 2898 | 0.600373 | underdamp |
| 14 | 4827 | 4417 | 0.915061 | underdamp |
| 15 | 4827 | 7076 | 1.465921 | overdamp |

Dalam menentukan variasi parameter suspensi yang terbaik (optimal) maka tidak cukup jika hanya meninjau dari nilai gaya redam dan nilai redamannya saja, tetapi harus diketahui juga respon percepatannya apakah menghasilkan respon yang nyaman atau tidak. Untuk itu setiap variasi suspensi harus disimulasikan pada sistem setengah kendaraan sehingga didapatkan nilai percepatan rata-rata yaitu a RMS. Didapatkan data pada tabel 5.4 sebagai berikut,

Tabel 5. 4 nilai a RMS penumpang pada penggunaan variasi parameter suspensi *monotube hydraulic shock absorber*

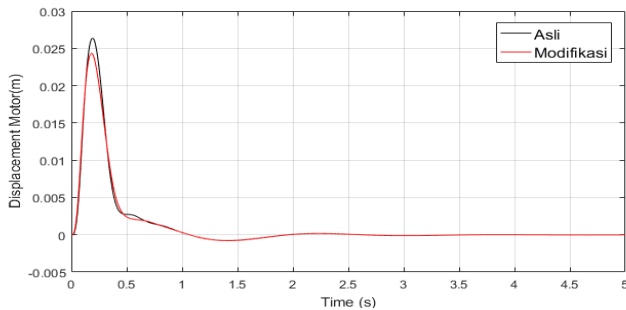
| Variasi ke- | a RMS (m/s ²) | | | | | Ket. |
|-------------|---------------------------|--------|--------|--------|--------|------|
| | 10 kmh | 20 kmh | 40 kmh | 60 kmh | 80 kmh | |
| 1 | 0.055 | 0.309 | 0.491 | 0.55 | 0.672 | Asli |
| 2 | 0.055 | 0.308 | 0.494 | 0.544 | 0.642 | x |
| 3 | 0.056 | 0.31 | 0.489 | 0.536 | 0.613 | x |
| 4 | 0.055 | 0.308 | 0.49 | 0.549 | 0.665 | x |
| 5 | 0.056 | 0.307 | 0.489 | 0.537 | 0.635 | x |

yang mewakili kecepatan sepeda motor sebesar 20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam. Hasil simulasi akan dipaparkan pada sub-bab 5.2.1 dan 5.2.2.

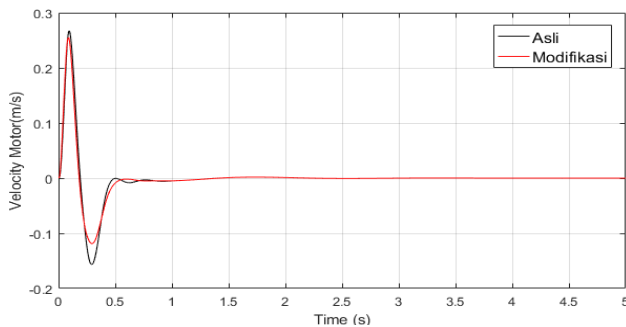
5.2.1 Input Bump

Berikut adalah hasil simulasi sistem setengah kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi dengan input *bump* yang dimodifikasi. variasi yang digunakan yaitu severity 1 untuk *low impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 7 km/jam, severity 5 untuk *less severe impacts* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 36 km/jam, dan severity 20 untuk *more severe impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 72 km/jam.

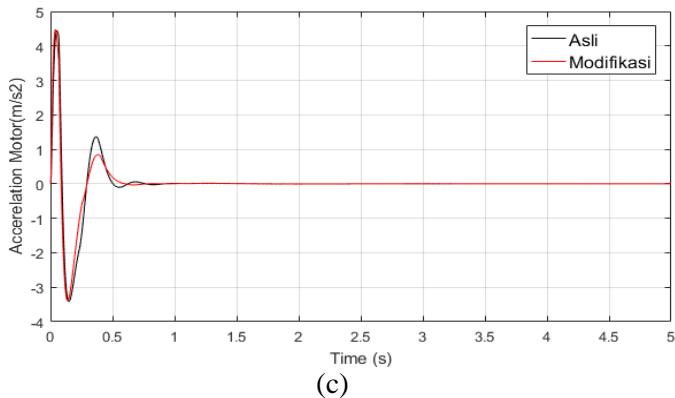
- Severity Parameter = 1



(a)



(b)



Gambar 5. 7 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)

Tabel 5. 5 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)

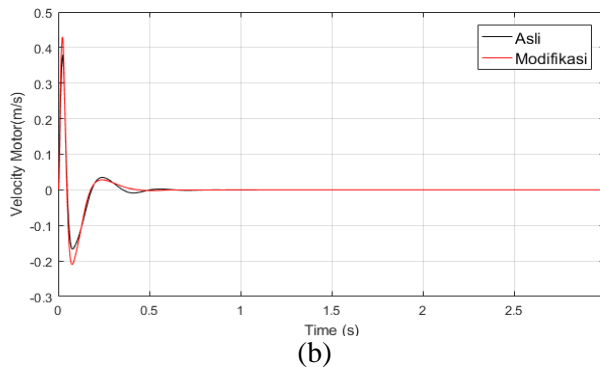
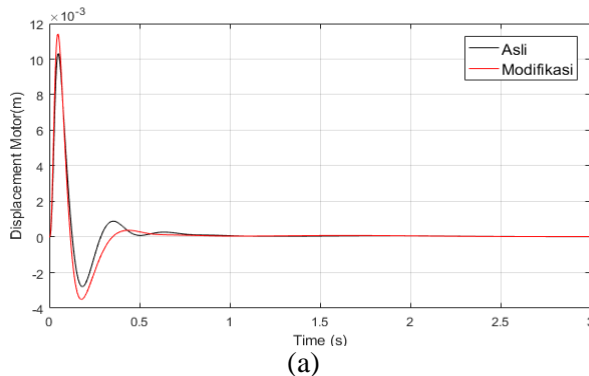
| Variasi | xv maks | vv maks | av maks | sett time |
|------------|---------|---------|---------|-----------|
| Asli | 0.0264 | 0.2671 | 4.4468 | 2 detik |
| Modifikasi | 0.0243 | 0.2551 | 4.4744 | 2 detik |

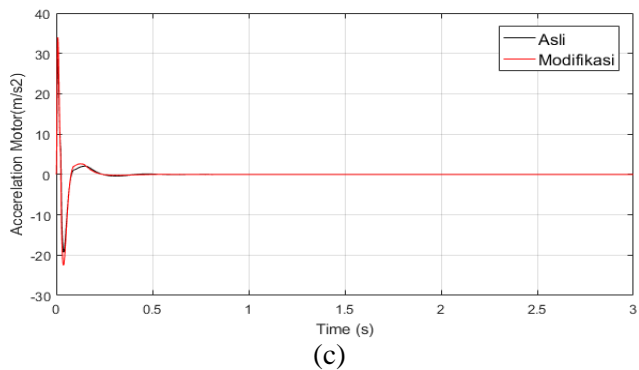
Dari Gambar 5.7 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.7 (a) dan tabel 5.5, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0264 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0243 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.7 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,2671 m/s saat menggunakan sistem suspensi

asli dan 0,2551 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.7 (c) nilai maksimum percepatan sebesar $4,4468 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi asli dan $0,4744 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Dari penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, terdapat selisih nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan pada motor. Dan apabila dibandingkan antara sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, maka sistem suspensi modifikasi memiliki nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum motor yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

- Severity Parameter = 5





Gambar 5. 8 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)

Tabel 5. 6 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)

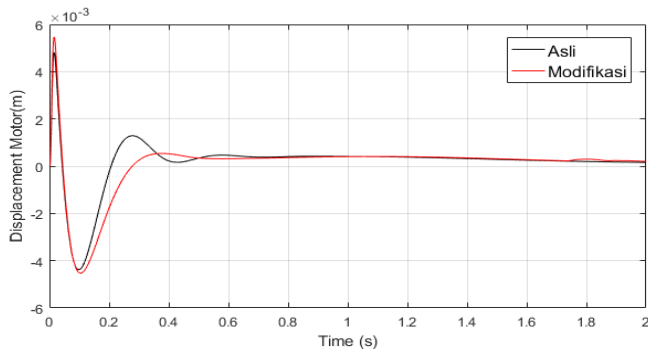
| Variasi | xv maks | vv maks | av maks | sett time |
|------------|---------|---------|---------|-----------|
| Asli | 0.0103 | 0.3793 | 28.6186 | 1 detik |
| Modifikasi | 0.0114 | 0.4296 | 33.979 | 1 detik |

Dari Gambar 5.8 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.8 (a) dan tabel 5.6, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0103 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0114 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.8 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,3793 m/s saat menggunakan sistem suspensi

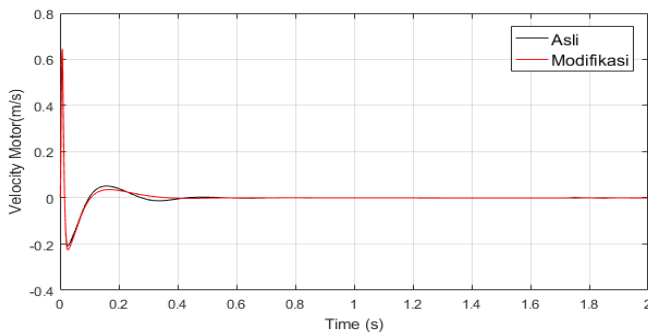
asli dan 0,4296 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.8 (c) nilai maksimum percepatan sebesar $28,6186 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi asli dan $33,979 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Dari penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, terdapat selisih nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan pada motor, namun sangat kecil. Dan apabila dibandingkan antara sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, maka sistem suspensi modifikasi memiliki nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum motor yang sedikit lebih besar dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

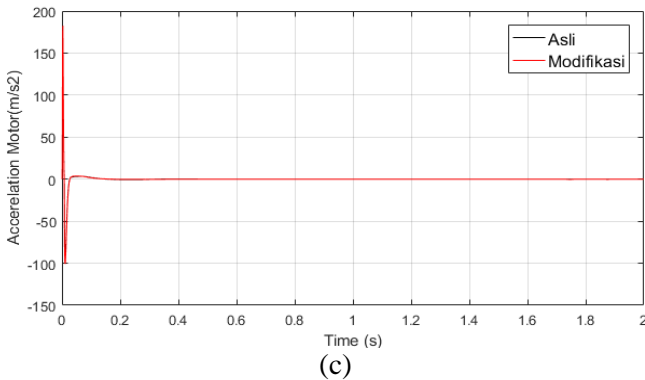
- Severity Parameter = 20



(a)



(b)



Gambar 5. 9 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$)

Tabel 5. 7 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$)

| Variasi | xv maks | vv maks | av maks | sett time |
|------------|---------|---------|----------|-----------|
| Asli | 0.0048 | 0.5671 | 158.3754 | 1 detik |
| Modifikasi | 0.0055 | 0.6454 | 182.3929 | 1 detik |

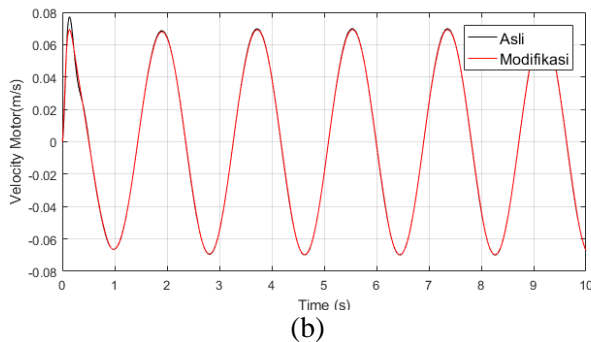
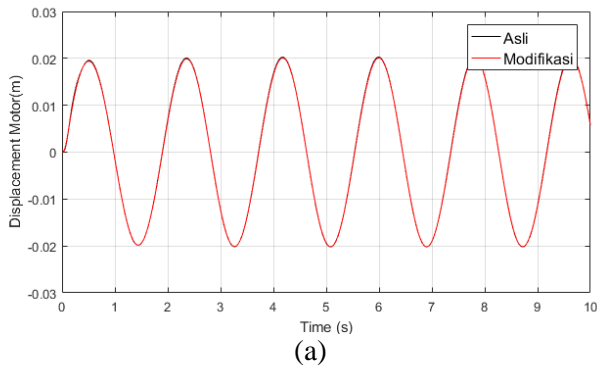
Dari Gambar 5.9 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.9 (a) dan tabel 5.7, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0048 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0055 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.9 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,5671 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,6454 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik

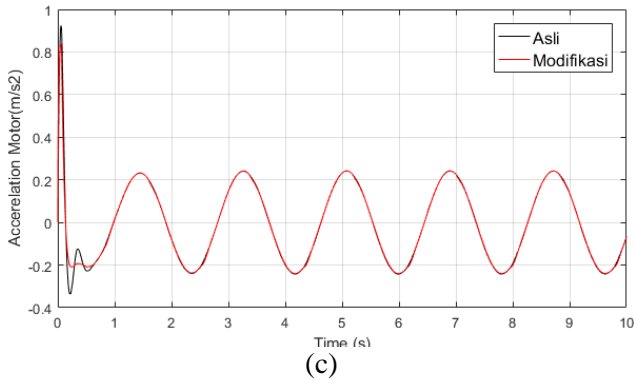
respon percepatan 5.9 (c) nilai maksimum percepatan sebesar $158,3754 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi asli dan $182,3929 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Dari penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, terdapat selisih nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan pada motor, namun sangat kecil. Dan apabila dibandingkan antara sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, maka sistem suspensi modifikasi memiliki nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum motor yang sedikit lebih besar dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

5.2.2 Input Sinusoidal

- Kecepatan 20 km/jam





(c)
Gambar 5. 10 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 20 km/jam

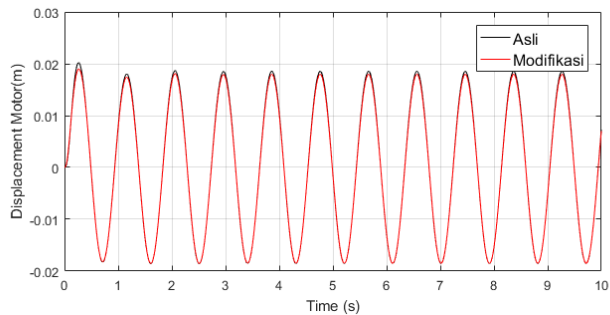
Gambar 5.10 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor 20 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0203 m saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,0201 m dengan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0772 m/s saat menggunakan sistem sistem suspensi asli dan 0,0693 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar $0,8395 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspeni modifikasi, dan $0,9237 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi asli. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan.

Namun respon pada suspensi modifikasi cenderung memiliki respon yang sedikit lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

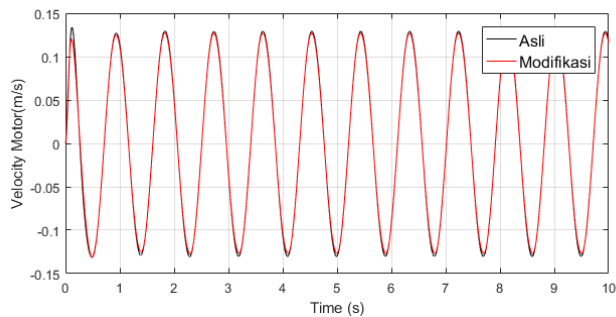
Tabel 5. 8 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20 \text{ km/h}$) pada sistem suspensi asli dan modifikasi

| Variasi | xv maks | vv maks | av maks | av RMS | sett time |
|------------|---------|---------|---------|--------|-----------|
| Asli | 0.0203 | 0.0772 | 0.9237 | 0.188 | 2 detik |
| Modifikasi | 0.0201 | 0.0693 | 0.8395 | 0.1835 | 2 detik |

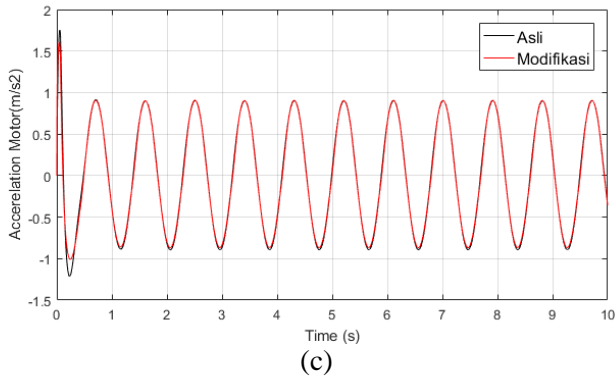
- Kecepatan 40 km/jam



(a)



(b)



Gambar 5. 11 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 40 km/jam

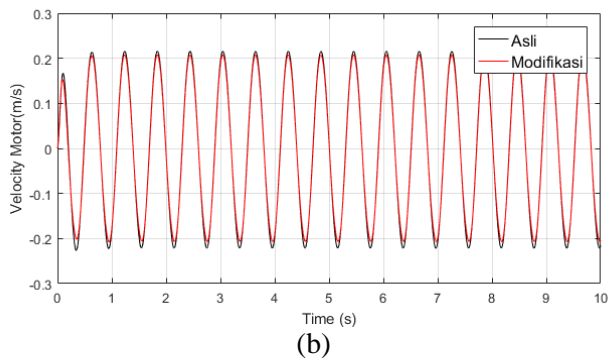
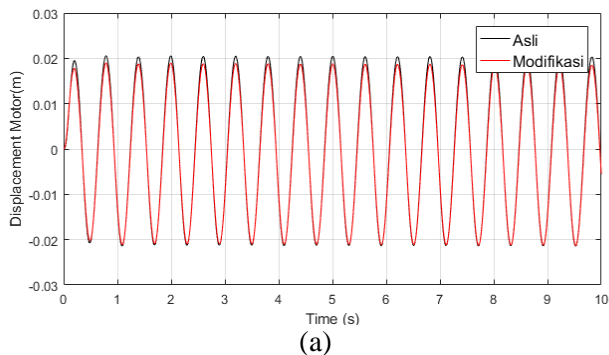
Gambar 5.11 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor 20 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0202 m saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,019 m dengan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,1336 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,1274 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar $1,6056 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi, dan $1,7545 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi asli. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan.

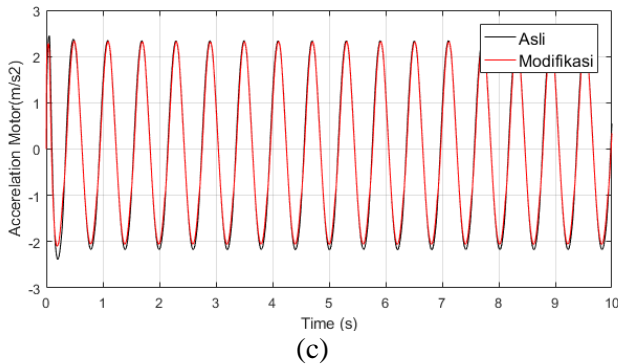
Namun respon pada suspensi modifikasi memiliki nilai maksimum yang sedikit lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

Tabel 5. 9 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40 \text{ km/h}$) pada sistem suspensi asli dan modifikasi

| Variasi | xv maks | vv maks | av maks | av RMS | sett time |
|------------|---------|---------|---------|--------|-----------|
| Asli | 0.0202 | 0.1336 | 1.7545 | 0.6536 | 1 detik |
| Modifikasi | 0.019 | 0.1274 | 1.6056 | 0.6332 | 1 detik |

- Kecepatan 60 km/jam





Gambar 5. 12 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 60 km/jam

Gambar 5.12 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor saat mencapai 60 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1,5 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0206 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,019 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,2157 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,2076 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar 2,4466 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 2,3341 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik pada sistem suspensi modifikasi memiliki respon perpindahan,

kecepatan, dan percepatan yang lebih rendah dibandingkan penggunaan system suspensi asli.

Tabel 5. 10 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60 \text{ km/h}$) pada sistem suspensi asli dan modifikasi

| Variasi | xv maks | vv maks | av maks | av RMS | sett time |
|------------|---------|---------|---------|--------|-----------|
| Asli | 0.0206 | 0.2157 | 2.4466 | 1.6282 | 1,5 detik |
| Modifikasi | 0.019 | 0.2076 | 2.3341 | 1.5441 | 1,5 detik |

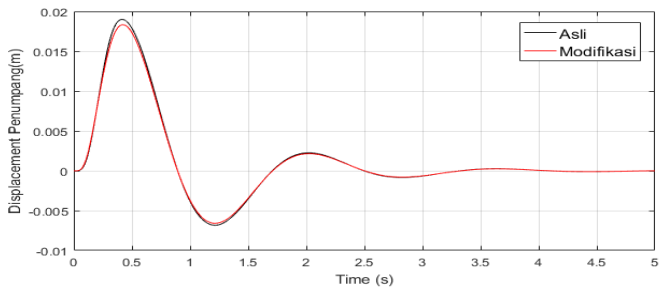
5.3 Respon Dinamis Penumpang dari Sistem Setengah Kendaraan Dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Simulasi setengah kendaraan juga digunakan untuk mengetahui respon dinamis dari penumpang akibat eksitasi beban *impact (bump)* dan eksitasi harmonik (sinusoidal) pada sistem setengah kendaraan. Digunakan 2 input, yaitu input *bump* dengan *severity parameter* sebesar 1, 5, serta 20, dan input sinusoidal yang mewakili kecepatan sepeda motor sebesar 20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam. Didapatkan hasil simulasi yang dipaparkan pada sub-bab 5.3.1 dan 5.3.2 berikut ini:

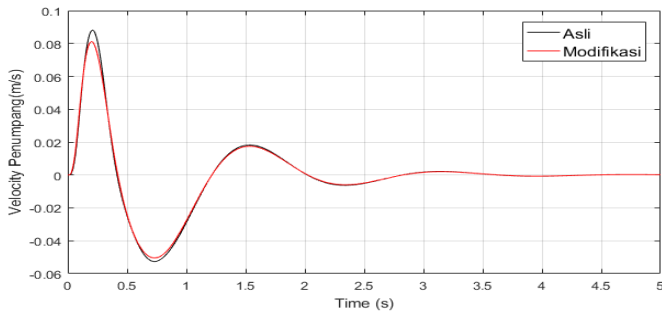
5.3.1 Input Bump

Berikut adalah respon dinamis penumpang hasil simulasi sistem setengah kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi dengan input *bump* yang dimodifikasi. variasi yang digunakan yaitu severity 1 untuk *low impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 7 km/jam, severity 5 untuk *less severe impacts* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 36 km/jam, dan severity 20 untuk *more severe impact* atau untuk kendaraan dengan kecepatan sekitar 72 km/jam.

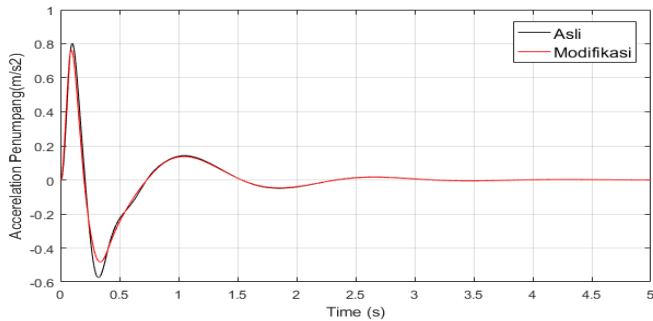
- Severity Parameter = 1



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 13 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)

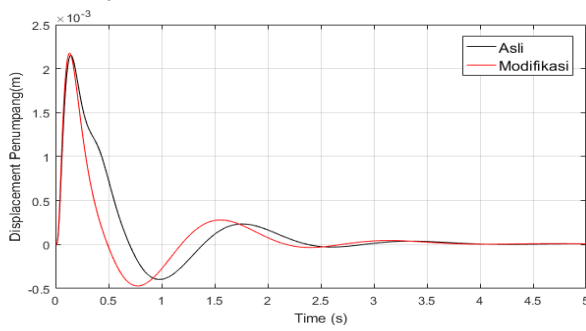
Tabel 5. 11 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$)

| Variasi | xp maks | vp maks | ap maks | sett time |
|------------|---------|---------|---------|-----------|
| Asli | 0.019 | 0.0881 | 0.8023 | 4 detik |
| Modifikasi | 0.0183 | 0.0811 | 0.763 | 4 detik |

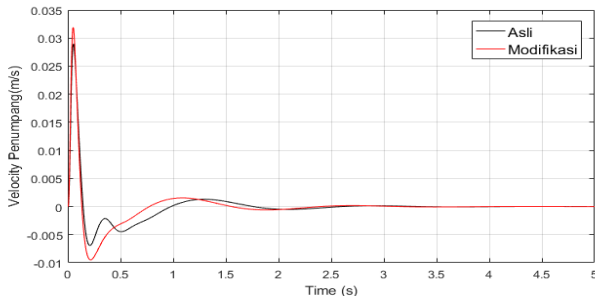
Dari Gambar 5.13 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 4 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.13 (a) dan tabel 5.11, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0190 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0183 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.13 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0881 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0811 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.13 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,8023 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,763 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Dari penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, terdapat selisih nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan pada motor. Dan apabila dibandingkan antara sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, maka sistem suspensi modifikasi memiliki nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum motor yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

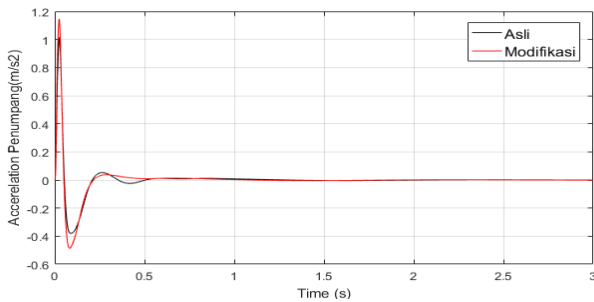
- Severity Parameter = 5



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 14 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)

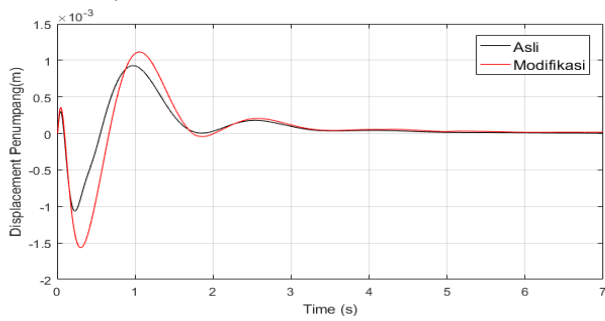
Tabel 5. 12 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)

| Variasi | xp maks | vp maks | ap maks | sett time |
|------------|---------|---------|---------|-----------|
| Asli | 0.0022 | 0.0289 | 1.0147 | 4 detik |
| Modifikasi | 0.0022 | 0.0319 | 1.1472 | 4 detik |

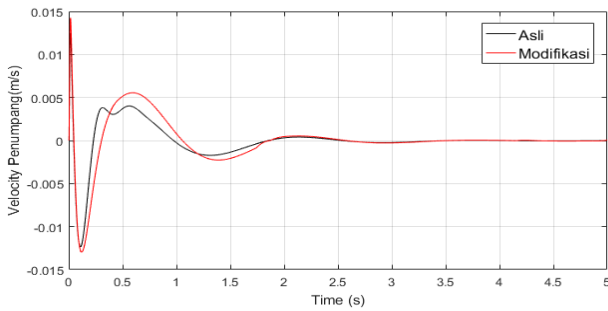
Dari Gambar 5.14 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 4 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.14 (a) dan tabel 5.12, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0022 m saat menggunakan sistem suspensi asli maupun sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.14 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0289 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0319 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.14 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 1,0147 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 1,1472 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Dari penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, terdapat selisih nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan pada motor, namun sangat kecil. Dan apabila dibandingkan antara sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, maka sistem suspensi modifikasi memiliki nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum motor yang sedikit lebih besar dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

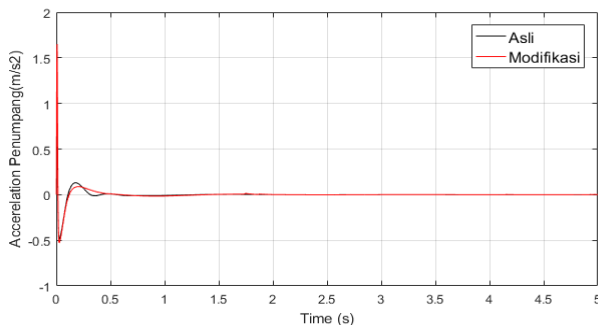
- Severity Parameter = 20



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 15 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 20$)

Tabel 5. 13 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$)

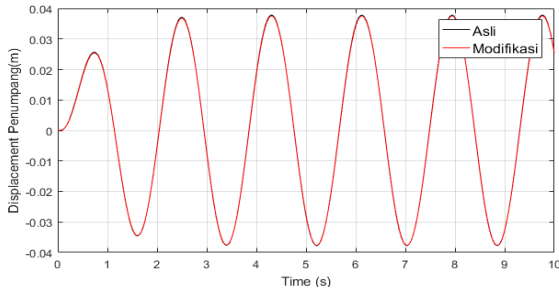
| Variasi | xp maks | vp maks | ap maks | sett time |
|------------|---------|---------|---------|-----------|
| Asli | 0.0009 | 0.0125 | 1.4491 | 5 detik |
| Modifikasi | 0.0011 | 0.0143 | 1.6495 | 5 detik |

Dari Gambar 5.15 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat berbeda-beda, respon perpindahan mencapai kondisi *steady state* sebelum 5 detik, respon kecepatan mencapai *steady state* sebelum 4 detik, dan respon percepatan mencapai *steady state* sebelum 3 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.15 (a) dan tabel 5.13, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0009 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0011 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.15 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0125 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0143 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.15 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 1,4491 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 1,6495 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

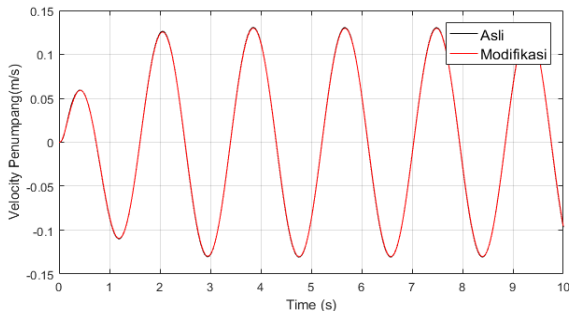
Dari penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, terdapat selisih nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan pada motor, namun sangat kecil. Dan apabila dibandingkan antara sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, maka sistem suspensi modifikasi memiliki nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum motor yang sedikit lebih besar dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

5.3.2 Input Sinusoidal

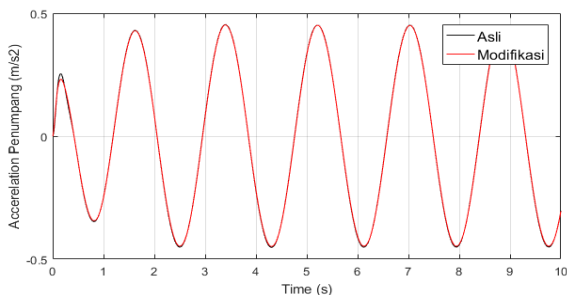
- Kecepatan 20 km/jam



(a)



(b)



(c)

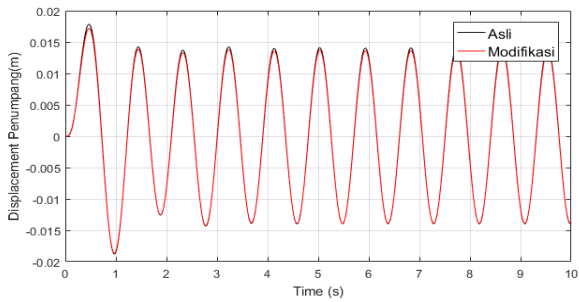
Gambar 5. 16 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 20 km/jam

Gambar 5.16 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor 20 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 3 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0378 m saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,0375 m dengan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,1307 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,1299 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar 0,4536 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,4525 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Namun respon pada suspensi modifikasi cenderung memiliki respon yang sedikit lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

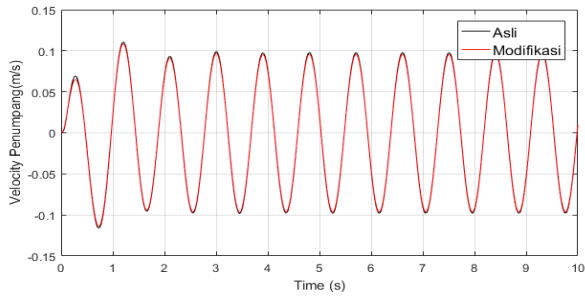
Tabel 5. 14 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi

| Variasi | xp maks | vp maks | ap maks | ap RMS | sett time |
|------------|---------|---------|---------|--------|-----------|
| Asli | 0.0378 | 0.1307 | 0.4536 | 0.3091 | 3 detik |
| Modifikasi | 0.0375 | 0.1299 | 0.4525 | 0.3084 | 3 detik |

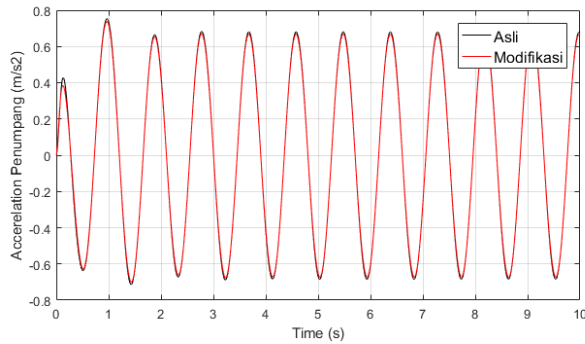
- Kecepatan 40 km/jam



(a)



(b)



(c)

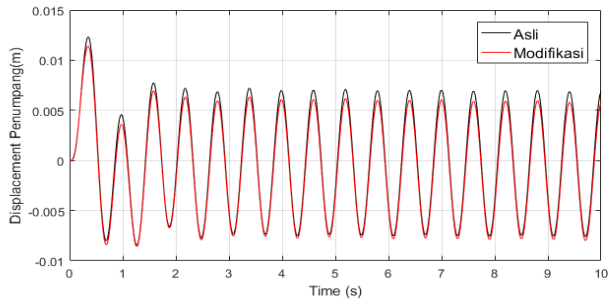
Gambar 5. 17 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 40 km/jam

Gambar 5.17 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor 20 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0178 m saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,0172 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,1106 m/s saat menggunakan system sistem suspensi asli, dan 0,1085 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar 0,7527 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,7386 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Namun respon pada suspensi modifikasi memiliki nilai maskimum yang sedikit lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

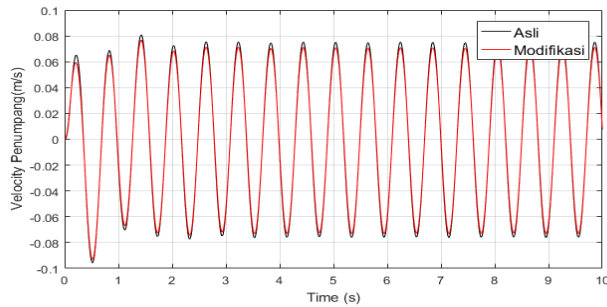
Tabel 5. 15 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi

| Variasi | xp maks | vp maks | ap maks | ap RMS | sett time |
|------------|---------|---------|---------|--------|-----------|
| Asli | 0.0178 | 0.1106 | 0.7527 | 0.4827 | 2 detik |
| Modifikasi | 0.0172 | 0.1085 | 0.7386 | 0.4784 | 2 detik |

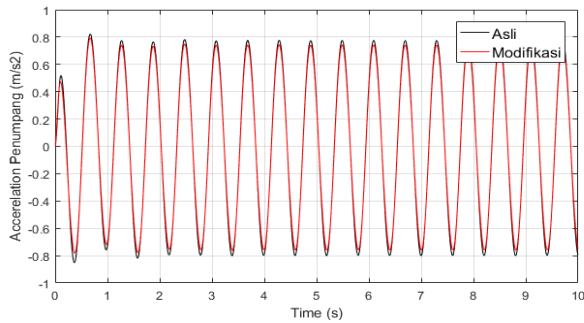
- Kecepatan 60 km/jam



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 18 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input sinusoidal 60 km/jam

Gambar 5.18 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor saat mencapai 60 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0123 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0114 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0808 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0767 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar 0,822 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,7935 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Dilihat dari *trendline*-nya ketiga grafik pada sistem suspensi modifikasi memiliki respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang lebih rendah dibandingkan penggunaan sistem suspensi asli.

Tabel 5. 16 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60$ km/h) pada sistem suspensi asli dan modifikasi

| Variasi | xp maks | vp maks | ap maks | ap RMS | sett time |
|------------|---------|---------|---------|--------|-----------|
| Asli | 0.0123 | 0.0808 | 0.822 | 0.5468 | 2 detik |
| Modifikasi | 0.0114 | 0.0767 | 0.7935 | 0.5228 | 2 detik |

5.4 Grafik RMS (*Root Mean Square*)

5.4.1 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Penumpang Pada Sistem Setengah Kendaraan Dengan Sistem Suspensi Asli Dan Modifikasi

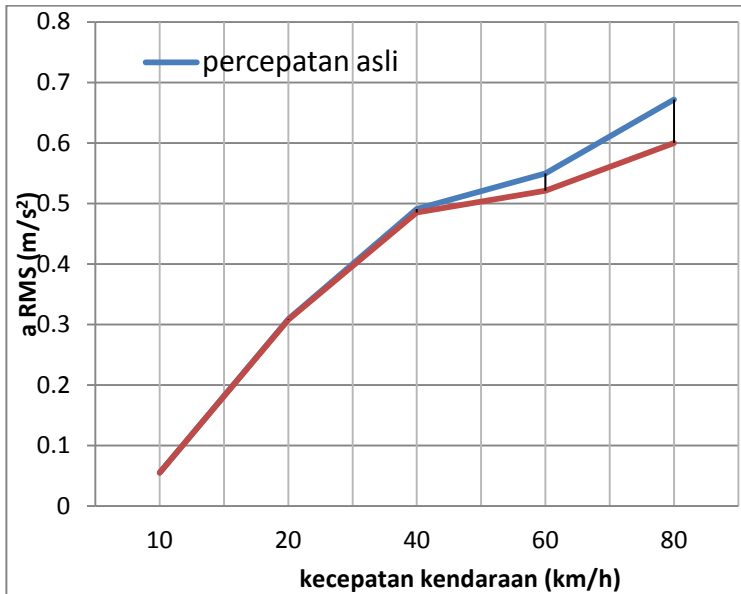
Nilai percepatan RMS dapat digunakan untuk menganalisa kenyamanan sekaligus ketahanan dari penumpang ketika berkendara. Nilai percepatan RMS tersebut merupakan nilai yang didapat dari simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan input sinusoidal. Untuk dapat menganalisa kenyamanan dan ketahanan penumpang diperlukan pula nilai frekuensi kerja yang mana disini merupakan nilai kecepatan kendaraan yang dirubah ke dalam bentuk frekuensi, menggunakan rumus $f = v / \lambda$, dijelaskan pada tabel 5.17. Setelah didapat nilai keduanya, maka akan diplotkan pada grafik ketahanan dan tabel kenyamanan ISO-2631, sehingga diperoleh nilai kenyamanan dan ketahanan dari penumpang.

Tabel 5. 17 Hubungan Nilai Percepatan RMS Penumpang (a RMS) Terhadap Variasi Kecepatan Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi Asli dan Modifikasi

| v (km/jam) | f (Hz) | Asli | Modifikasi |
|---------------|-----------|-------|------------|
| | | a RMS | a RMS |
| 10 | 0.27 | 0.055 | 0.055 |
| 20 | 0.55 | 0.309 | 0.308 |
| 40 | 1.11 | 0.491 | 0.485 |
| 60 | 1.66 | 0.55 | 0.521 |
| 80 | 2.22 | 0.672 | 0.6 |
| 100 | 2.77 | 0.726 | 0.639 |

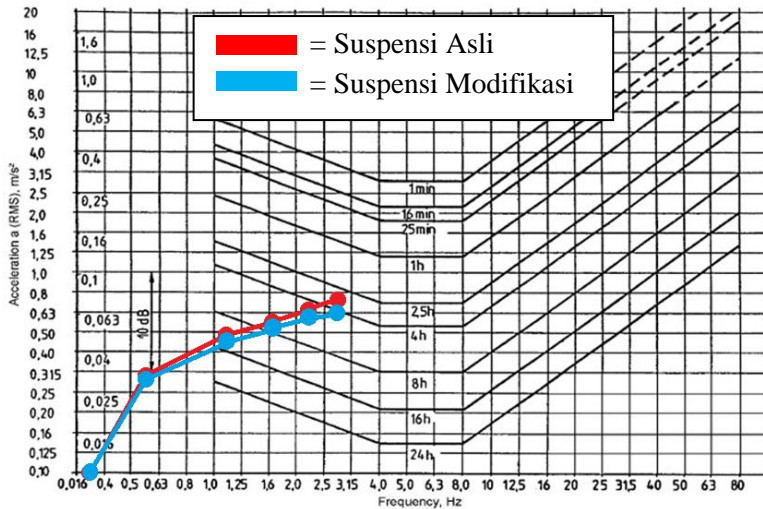
Perbandingan percepatan rms penumpang terhadap kecepatan kendaraan pada sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dengan penggunaan sistem suspensi asli dan

sistem suspensi modifikasi dapat dilihat pada gambar 5.19 berikut:



Gambar 5. 19 Grafik Hubungan Nilai Percepatan RMS Penumpang Terhadap Kecepatan Kendaraan

Grafik pada gambar 5.19 kemudian dapat diplotkan pada grafik Standar ISO-2631 untuk mengetahui ketahanan penumpang dalam berkendara. Berikut ini gambar 5.20 merupakan grafik ketahanan penumpang berdasarkan ISO-2631 untuk sistem setengah kendaraan dengan penggunaan suspensi asli dan modifikasi,



Gambar 5. 20 Grafik Ketahanan Penumpang Berdasarkan Standar ISO-2631

Dari gambar 5.20 dapat diketahui nilai ketahanan penumpang saat mengendarai sepeda motor pada kecepatan 10 km/jam, 20 km/jam, 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam, dan 100 km/jam. *Trendline* warna merah merupakan hasil dari penggunaan suspensi asli sementara warna biru merupakan *trendline* dari penggunaan suspensi modifikasi pada sistem setengah kendaraan. Pada kecepatan kendaraan 10-20 km/jam didapatkan ketahanan penumpang lebih dari 24 jam, baik dengan suspensi asli maupun modifikasi. Pada kecepatan 40 km/jam didapatkan ketahanan penumpang lebih dari 8 jam dan kurang dari 16 jam, baik itu untuk penggunaan suspensi asli maupun modifikasi. Untuk kecepatan kendaraan 60 km/jam dan 80 km/jam didapatkan ketahanan penumpang lebih dari 4 jam dan kurang dari 8 jam, baik asli maupun modifikasi. Pada kecepatan 100 km/jam, diperoleh ketahanan penumpang lebih dari 2,5 jam pada penggunaan suspensi asli, dan ketahanan lebih dari 4 jam dengan penggunaan suspensi modifikasi. Dari keseluruhan nilai ketahanan penumpang, maka terlihat bahwa penggunaan suspensi

modifikasi menghasilkan ketahanan berkendara yang lebih lama dibandingkan dengan penggunaan suspensi asli.

Untuk analisa kenyamanan penumpang, digunakanlah tabel kenyamanan ISO-2631, dan dapat diketahui kriteria kenyamanan dari kendaraan berdasarkan percepatan RMS penumpang. Hasil analisa kenyamanan dijelaskan dalam tabel 5.18 berikut:

Tabel 5. 18 Kriteria kenyamanan penumpang berdasarkan standar ISO-2631

| v (kmh) | Asli | | Modifikasi | |
|--------------------|--------------|----------------------|-------------------|----------------------|
| | a RMS | Kenyamanan | a RMS | Kenyamanan |
| 10 | 0.055 | Tidak ada keluhan | 0.055 | Tidak ada keluhan |
| 20 | 0.309 | Tidak ada keluhan | 0.308 | Tidak ada keluhan |
| 40 | 0.491 | Sedikit tidak nyaman | 0.485 | Sedikit tidak nyaman |
| 60 | 0.55 | Cukup tidak nyaman | 0.521 | Cukup tidak nyaman |
| 80 | 0.672 | Cukup tidak nyaman | 0.6 | Cukup tidak nyaman |
| 100 | 0.726 | Cukup tidak nyaman | 0.639 | Cukup tidak nyaman |

Dari tabel 5.18 diperoleh bahwa kriteria kenyamanan kendaraan dengan penggunaan suspensi asli maupun modifikasi adalah sama. Namun apabila dilihat dari nilai percepatan RMS modifikasi yang lebih kecil dibanding suspensi asli, maka dapat disimpulkan bahwa penggunaan suspensi modifikasi memberikan kenyamanan yang lebih baik, terutama pada kecepatan-kecepatan tinggi.

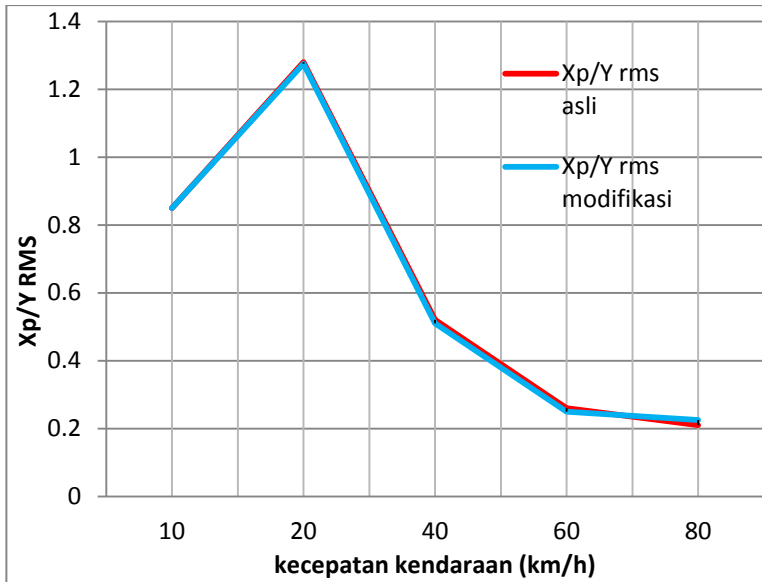
5.4.2 Grafik *Displacement Transmissibility* Pada Sistem Setengah Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi Asli Dan Modifikasi

Tabel 5.19 merupakan data tabel simulasi yang dilakukan pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi. Keduanya dilakukan pada variasi kecepatan kendaraan 10-100 km/jam. Kedua sistem ini disimulasikan menggunakan asumsi $\lambda = 10$ m.

Tabel 5. 19 Nilai Perbandingan Perpindahan RMS Penumpang (x_p RMS) Terhadap Perpindahan Jalan (Y) Pada Sistem Setengah Kendaraan Dengan Penggunaan Suspensi Asli Dan Modifikasi

| V (kmh) | f (Hz) | Asli | | Modifikasi | |
|---------|--------|-----------|---------|------------|---------|
| | | x_p RMS | X_p/Y | x_p RMS | X_p/Y |
| 10 | 0.27 | 0.017 | 0.85 | 0.017 | 0.85 |
| 20 | 0.55 | 0.0256 | 1.275 | 0.0255 | 1.275 |
| 40 | 1.11 | 0.0104 | 0.52 | 0.0102 | 0.51 |
| 60 | 1.66 | 0.0052 | 0.26 | 0.005 | 0.25 |
| 80 | 2.22 | 0.0042 | 0.21 | 0.0045 | 0.225 |
| 100 | 2.77 | 0.0051 | 0.255 | 0.0056 | 0.28 |

Dari tabel 5.19, didapatkan grafik seperti pada gambar 5.21. Di bawah ini merupakan grafik $x(\text{RMS})/Y$ terhadap variasi frekuensi dari kecepatan kendaraan, dimana $x(\text{RMS})$ menunjukkan respon perpindahan RMS penumpang dan Y menunjukkan amplitudo yang digunakan sebagai inputan profil jalan.



Gambar 5. 21 Grafik *Displacement Transmissibility* Pada Penggunaan Suspensi Asli dan Modifikasi

Gambar 5.21 menunjukkan grafik perbandingan grafik *displacement transmissibility* antara penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa antara system suspensi asli dengan sistem suspensi modifikasi memiliki karakteristik grafik yang sama, yaitu saat kecepatan 20 km/h membentuk titik puncak dan selanjutnya grafik menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan. Titik tertinggi/titik puncak dari grafik dengan penggunaan sistem suspensi asli maupun modifikasi memiliki nilai $x(RMS)/Y$ dengan nilai 1,275 pada frekuensi sebesar 0,55 Hz. Nilai 1,275 ini menandakan perpindahan yang ditransmisikan pada penumpang lebih besar daripada eksitasinya, dikarenakan pada frekuensi 0,55 Hz (20km/jam) ini terjadi resonansi pada sistem.

Apabila *trendline* suspensi asli dan modifikasi dibandingkan, maka keduanya berhimpit dan tidak banyak

terdapat perbedaan, hal ini menandakan bahwa nilai redaman yang dihasilkan keduanya tidak banyak berpengaruh terhadap *displacement transmissibility* yang dihasilkan pada penumpang. Fenomena ini diakibatkan oleh nilai konstanta kekakuan pegas suspensi yang terlalu besar, sehingga cenderung kaku dan mengakibatkan peredam kejut kurang berfungsi, terutama pada kecepatan rendah.

Dapat disimpulkan bahwa kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi dengan nilai konstanta redaman sebesar 4417 Ns/m hanya sedikit lebih baik daripada kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi asli dikarenakan penggunaan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai a (RMS) yang relatif lebih kecil dan nilai *displacement transmissibility* yang relatif lebih rendah. Di sisi lain, kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai *displacement transmissibility* yang lebih besar pada saat kecepatan kendaraan mencapai lebih dari 60 km/h, namun tidak terlalu berpengaruh karena nilainya yang sangat kecil, hanya berbeda kurang lebih 0,5 mm.

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem suspensi asli maupun modifikasi *monotube hydraulic shock absorber*, serta sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan *monotube hydraulic shock absorber*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Sistem suspensi modifikasi *monotube hydraulic shock absorber* yang menghasilkan gaya redam optimal memiliki nilai parameter viskositas kinematis oli 46 mm²/s, massa jenis oli 845 kg/m³, diameter *orifice* kompresi 0,00135 m, dan diameter *orifice* ekspansi 0,0009 m;
2. Nilai gaya redam optimal yang dihasilkan sistem suspensi modifikasi adalah sebesar 1171,3 N saat ekspansi, lebih tinggi hingga 546,44 N dibandingkan dengan gaya redam ekspansi sistem suspensi asli yang bernilai 624,86 N pada frekuensi 2 Hz. Untuk gaya redam kompresi sebesar 142,84 N, lebih tinggi 66,6 N dibanding suspensi asli yang gaya redam kompresinya sebesar 76,24 N pada frekuensi 2 Hz;
3. Untuk input *bump*, pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi maupun asli, respon kendaraan dan penumpang mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 5 detik. Saat *low impact* ($\gamma=1$), penggunaan suspensi modifikasi menghasilkan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang lebih kecil dibanding dengan penggunaan suspensi asli. Sedangkan untuk *less severe impact* ($\gamma=5$) dan *more severe impact* ($\gamma=20$), penggunaan suspensi modifikasi menghasilkan respon yang lebih besar dibanding penggunaan suspensi asli;

4. Untuk input sinusoidal, pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi maupun asli, respon kendaraan dan penumpang mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 3 detik. Pada semua kecepatan kendaraan ($v = 20$ km/jam; $v = 40$ km/jam; $v = 60$ km/jam), penggunaan suspensi modifikasi menghasilkan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang lebih kecil dibanding penggunaan suspensi asli. Nilai *overshoot* maksimum sebesar 0,0201 m dan 0,0375 m pada respon perpindahan kendaraan dan penumpang saat $v = 20$ km/jam. Pada respon kecepatan kendaraan dan penumpang, nilai *overshoot* maksimum sebesar 0,2076 m/s saat $v = 60$ km/jam, dan 0.1299 m/s saat $v = 20$ km/jam. Pada respon percepatan kendaraan dan penumpang, nilai *overshoot* maksimum sebesar 2,3341 m/s² dan 0,7935 m/s² saat $v = 60$ km/jam;
5. Berdasarkan standar ISO 2631, disimpulkan bahwa penggunaan sistem suspensi modifikasi menghasilkan kenyamanan yang lebih baik dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli. Hal ini dikarenakan nilai RMS percepatan getaran penumpang yang dihasilkan suspensi modifikasi lebih kecil dibanding suspensi asli, terutama saat 100 km/jam yaitu sebesar 0,726 m/s² dan 0,639 m/s².

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan uji eksperimen untuk memvalidasi hasil simulasi sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* pada setiap variasi parameter.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk menganalisa pengaruh jumlah *orifice* terhadap timbulnya

buih udara dalam oli *monotube hydraulic shock absorber* untuk mengetahui pengaruhnya terhadap gaya redam yang dihasilkan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition**. Miami: Pearson Education, Inc.
- [2] Sutantra, Nyoman I. 2001. **Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya**. Surabaya: Penerbit Guna Widya.
- [3] ISO: Guide for The Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 1997. International Standart 2631. **International Organization for Standardization**.
- [4] Fox dan McDonald's. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition**. Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Hestingrum, Yunita dan Laksana Guntur, Harus. 2015. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Oleo-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Penumpang Pesawat Boeing 747-400 Proses *Landing* dan *Takeoff***. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [6] Rahmawati, Istina dan Laksana Guntur, Harus. 2016. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro Pneumatic* Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Mobil**. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [7] Olviani, Chika dan Laksana Guntur, Harus. 2014. **Analisa Kenyamanan Kendaraan Roda Dua dengan Pemodelan Pengendara sebagai Sistem Multi D.O.F.** Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [8] Nugraha, Beni Setya. 2005. **Modul “*Chasis Sepeda Motor*”**. Yogyakarta: Universitas Negeri Yogyakarta.
- [9] Mulyo, Citro. 2013. **Modul “Melakukan Perbaikan Sistem Suspensi”**. Pemalang: Sekolah Menengah Kejuruan Nusa Mandiri Pemalang.

- [10] Peterverdone.2012.”**Suspension Oil Tuning Based On ISO Viscosity Grade**”.
<http://www.peterverdone.com/wiki/index.php?title=Suspension_Fluid>.
- [11] Greg. 2015. **Calculating Motorcycle Center Of Mass**. New Mexico: University of New Mexico.
- [12] Wardani, Aulia. 2015. **Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Variasi Luasan Orifice Terhadap Gaya Redam, Daya Listrik Bangkitan, Dan Respon Dinamis Pada *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRSA)**. New Mexico: University of New Mexico.
- [13] Kusuma, Budi Perdana. 2015. **Studi Empirik Pengaruh Perubahan Viskositas Fluida Terhadap Respon Dinamis Dari *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRSA)** New Mexico: University of New Mexico.

BIODATA PENULIS



Newanda Asa Wahid dilahirkan di Kota Kediri, 29 Juni 1993 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Daro Ismadi dan Tatik Istiarni. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN Kampung Dalem 6, Kediri pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di MTsN Kediri 2, Kediri pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 2 Kediri, Kediri pada tahun 2009-2012.

Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Tertulis.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff divisi HRD di Mesin Music Club (MMC) dan anggota di UKM Bulutangkis pada tahun 2012-2013. Pada tahun 2014-2015, penulis aktif menjadi Ketua Divisi *Human Resource Development* (HRD) Mesin Music Club.

Motto hidup penulis adalah “*Take It or Leave It*” menjadikan penulis lebih bersemangat dan berusaha keras untuk senantiasa memberikan manfaat dan berguna bagi agama, nusa dan bangsa. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email wandowahid@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”